



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ZDVIHOVÝ MECHANISMUS MOSTOVÉHO JEŘÁBU
10000 KG / M5**

STROKE MECHANISM OF BRIDGE CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Drábík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Michal Drábík**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Zdvihový mechanismus mostového jeřábu 10000 kg / M5

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zdvihového mechanismu jeřábové kočky s těmito technickými parametry:

- nosnost ... 10000 kg,
- počet navíjených konců lana na buben ... 2,
- klasifikace zdvihového mechanismu dle ČSN ISO 4301 ... M5

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných řešení.

Funkční a pevnostní výpočty.

Výkres sestavy.

Svařovací podsestava jeřábového bubnu.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zdvihového mechanismu mostového jeřábu s nosností 10 000 kg. Práce obsahuje kritickou rešerši dnes vyráběných jeřábových koček a výběr vhodné koncepce. Součástí návrhu jsou výpočty základních částí zdvihového mechanismu, jako jsou: průměr lana, průměry kladek, celkové rozměry lanového bubnu, volba a návrh elektromotoru, převodovky, brzdy, frekvenčního měniče, zubové a bubnové spojky. Poslední kapitola je věnována pevnostnímu výpočtu lanového bubnu, trvanlivosti ložiska, kontrole pevnosti svaru a radiálního zatížení. Součástí práce je výkresová dokumentace sestavy zdvihového mechanismu a svařence lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdvihový mechanismus, jeřábová kočka, kladkostroj, lano, lanový buben, bubnová spojka, elektromotor, převodovka, frekvenční měnič

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on the design stroke mechanism of bridge crane with load capacity of 10 000kg. The thesis contains a critical research of today-manufactured crane trolleys and a selection of a suitable conception. Part of the design are calculations of the lifting mechanism base parts, for example: rope diameter, pulleys diameters, complete dimensions of the rope drum, selection and the design of the electric motor, gearbox, brake, frequency inverter, gear and drum coupling. Last chapter is focused on the strength calculation of the rope drum, durability of the bearing, weld strength examination and radial load. Part of the thesis is the lifting mechanism assembly drawing documentations and the rope drum welding assembly.

KEYWORDS

lifting mechanism, crane trolley, hoist, rope, rope drum, drum coupling, electric motor, gearbox, frequency inverter

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRÁBÍK, Michal. *Zdvihový mechanismus mostového jeřábu 10000 kg / M5* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-24]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/112989>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Michal Drábík

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za odborné rady a informace, které mi pomohly při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	12
1 Jeřábové kočky mostových jeřábů	13
1.1 Abus	13
1.2 Demag	14
1.3 Stahl	15
1.4 Podem	16
1.5 Giga	16
2 Porovnání různých koncepcí	18
2.1 Výběr a schéma vhodné koncepce	18
3 Výpočet hlavních částí zdvihového mechanismu	20
3.1 Zadané technické parametry	20
3.2 Určení druhu provozu	20
3.3 Určení základních parametrů kladkostroje	20
3.3.1 Schéma kladkostroje	20
3.3.2 Počet nosných průřezů lana	21
3.3.3 Účinnost kladkostroje	21
3.4 Výpočet a návrh lana	21
3.4.1 Hmotnost součástí zvedaných s břemenem	21
3.4.2 Hmotnost břemene zdvihu a všech dalších částí	22
3.4.3 Výběr lana	22
3.5 Prokázání statické únosnosti lana	23
3.5.1 Návrhová síla v laně	23
3.5.2 Návrhová síla únosnosti	25
3.5.3 Kontrola lana	26
3.6 Prokázání únavové pevnosti lana	26
3.6.1 Návrhová síla v laně	26
3.6.2 Návrhová síla únosnosti	27
3.6.3 Kontrola lana při únavě	30
3.7 Výpočet průměrů lanových kladek	30
3.7.1 Teoretický průměr vodící kladky	30
3.7.2 Jmenovitý průměr vodící kladky	30
3.7.3 Teoretický průměr vyrovnávací kladky	30
3.7.4 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky	31
3.7.5 Rozměr drážky a věnce lanových kladek	31
3.8 Výpočet rozměrů lanového bubnu	31

3.8.1	Jmenovitý průměr bubnu	31
3.8.2	Průměr lanového bubnu pod lanem	32
3.8.3	Rozměry lanových drážek bubnu	32
3.8.4	Délka navíjeného lana	32
3.8.5	Počet závitů lana na bubnu	33
3.8.6	Délka závitů lana na bubnu	33
3.8.7	Délka krajní hladké části	33
3.8.8	Celková délka lanového bubnu.....	34
3.8.9	Předběžný výpočet tloušťky stěny bubnu.....	34
3.8.10	Výběr hutního polotovaru.....	35
3.8.11	Skutečná tloušťka stěny	35
4	Výpočet a návrh komponentů zdvihového mechanismu	36
4.1	Návrh elektromotoru	36
4.1.1	Celková mechanická účinnost zdvihového mechanismu	36
4.1.2	Minimální výkon elektromotoru.....	36
4.1.3	Výběr elektromotoru.....	36
4.2	Návrh převodovky	37
4.2.1	Otáčky lanového bubnu	38
4.2.2	Předběžný převodový poměr	38
4.2.3	Stanovení jmenovitého výkonu převodovky	38
4.2.4	Kontrola maximálního startovacího momentu	39
4.2.5	Výběr převodovky	39
4.2.6	Skutečné otáčky lanového bubnu	40
4.2.7	Skutečná zdvihová rychlost	40
4.2.8	Kontrola zdvihové rychlosti	40
4.2.9	Stanovení a kontrola tepelné kapacity	41
4.3	Návrh frekvenčního měniče	41
4.4	Výpočet a kontrola rozběhového momentu motoru	42
4.4.1	Kontrola rozběhového momentu bez frekvenčního měniče	42
4.4.2	Kontrola rozběhového momentu s frekvenčním měničem.....	44
4.5	Návrh brzdy	44
4.5.1	Použitá brzda	44
4.5.2	Statický moment břemene při brždění	45
4.5.3	Zrychlující moment posouvajících hmot při brždění	45
4.5.4	Zrychlující moment rotujících hmot při brždění	45
4.5.5	Požadovaný brzdňý moment	46

4.5.6	Brzdňý moment zvětšený o bezpečnost.....	46
4.6	Návrh zubové spojky	46
4.6.1	Přenášený krouticí moment zubovou spojkou.....	46
4.6.2	Výběr zubové spojky	47
4.7	Návrh bubnové spojky	47
4.7.1	Přenášený krouticí moment bubnovou spojkou	48
4.7.2	Výběr bubnové spojky.....	48
5	Pevnostní kontrola lanového bubnu	49
5.1	Tahová síla v jednom průřezu lana	49
5.2	Momentová a silová rovnováha	49
5.2.1	Momentová rovnováha	50
5.2.2	Silová rovnováha	50
5.3	Namáhání ohybem	50
5.3.1	Vyšetřování výsledných vnitřních účinků – VVÚ	50
5.3.2	Průběh ohybového momentu	51
5.3.3	Průřezový modul pro ohyb	51
5.3.4	Ohybové napětí.....	52
5.4	Namáhání krutem.....	52
5.4.1	Krouticí moment.....	52
5.4.2	Průřezový modul pro krut.....	53
5.4.3	Smykové napětí	53
5.5	Namáhání vnějším přetlakem	53
5.6	Redukované napětí.....	53
5.7	Návrh ložiska a ložiskového tělesa	54
5.7.1	Výběr ložiska.....	54
5.7.2	Výběr ložiskového tělesa.....	54
5.7.3	Ekvivalentní dynamické zatížení.....	55
5.7.4	Ekvivalentní statické zatížení	55
5.7.5	Trvanlivost ložiska	56
5.8	Kontrola svaru.....	56
5.8.1	Výpočet smykového napětí ve svaru	57
5.8.2	Výpočet bezpečnosti.....	57
5.9	Kontrola radiálního zatížení bubnové spojky a převodovky	58
5.9.1	Velikosti reakčních sil od hmotnosti všech součástí ve vazbách A a B	59
5.9.2	Kontrola	59

5.9.3 Radiální síla od hmotnosti všech součástí a maximálního zatížení zdvihového mechanismu	60
Závěr	61
Seznam použitých zkratk a symbolů	65
Seznam příloh	70

ÚVOD

Doprava a manipulace s materiálem byla od vývoje lidské společnosti realizována za pomoci lidské nebo zvířecí síly. Vývoj civilizace, který kladl stále vyšší nároky na hmotnost a velikost přemísťovaných břemen, zapříčinil rozvoj pomocných prostředků a zařízení. Tyto strojní zařízení usnadnily, umožnily a zkrátily čas potřebný k přemístění a dopravy materiálu, ale stále byla poháněna fyzickou silou lidí nebo zvířat. To se změnilo s příchodem parních strojů a nahrazením mechanickou energií umožňující vyšších výkonů, nosností a zrychlení manipulace s materiálem. Další milník znamenal příchod elektrických pohonů, které přinesly řadu výhod v oblasti provozní i ekonomické. Potřeba manipulace a dopravy materiálu je v dnešní době důležitá v každém odvětví průmyslové výroby. [1]

Pro potřeby manipulace s materiálem ve svislém směru slouží zdvihové zařízení. V dnešní době pro přemísťování břemen mezi jednotlivými pozicemi (pracovišti) v montážních, výrobních nebo skladovacích halách, využíváme nejčastěji mostové jeřáby, které zdvihají a dopravují materiál ve třech osách. Charakteristická konstrukce těchto jeřábů je tvořena nosným jeřábovým mostem pojíždějícím po vyvýšené jeřábové dráze. Most je zpravidla jednonosníkový nebo dvounosníkový. Nahoře, uvnitř nebo i pod mostem se pohybuje jeřábová kočka. Jeřábové kočky jsou tvořeny svařovaným rámem, pojezdovým a zdvihovým mechanismem. Pojezdový mechanismus kočky slouží k pohybu po nosné konstrukci jeřábu. Zdvihový mechanismus pak slouží pro zdvih a spouštění břemen.

Tato práce se zabývá návrhem zdvihového mechanismu mostového jeřábu, manipulující s břemeny o hmotnosti 10 000 kg. Tento mechanismus je tvořen základními celky, jako je motor, převodovka, spojka, brzda a lanový buben. V první kapitole se zabývám, různými druhy obdobných konstrukčních řešení vyráběnými v dnešní době a následně výběrem vhodného uspořádání dle zadaných parametrů. V dalších kapitolách se věnuji výpočtům, pevnostním kontrolám a návrhu potřebných komponentů.

1 JEŘÁBOVÉ KOČKY MOSTOVÝCH JEŘÁBŮ

Jeřábová kočka dvounosníkových jeřábů se skládá z rámu, pojezdového a zdvihového mechanismu. Rám kočky je tvořen jedním, dvěma nebo i více hlavními nosníky a dvěma hlavními příčníky. Tyto nosníky jsou svařovány a tvoří tuhý celek. Dále se k rámu přivařují plochy pro upevnění jednotlivých komponentů zdvihového mechanismu (např. motoru, brzdy, převodovky apod.). V příčnicích rámu je umístěn pojezdový mechanismus kočky pro pohyb po pojezdové dráze nosníku mostu. Kočka se může pohybovat nahoře, dole, ale i uvnitř mostové konstrukce. Pojezd je zpravidla tvořen čtyřmi koly. Mohou být poháněné i nepoháněné.

Jednotliví výrobci v dnešní době nabízejí velkou škálu jeřábových koček snažících se uspokojit rozmanité potřeby trhu a požadavky zákazníků, od nosnosti desítek kilogramů až po stovky tun. Výrobci se také liší různou konstrukcí svých koček, uspořádáním komponentů zdvihového mechanismu, výškou zdvihu, atd. V další části je přehled nejvýznamnějších výrobců a různých řešení, zaměřených převážně na koncepci zdvihového mechanismu a různé umístění nebo uchycení jednotlivých strojních celků.

Tato práce se zabývá návrhem zdvihového mechanismu s nosností 10 000 kg a klasifikací mechanismu podle ISO 4301 skupiny M5¹. Na základě tohoto je volena jeřábová kočka pro dvounosníkové mostové jeřáby a přehled se bude zabývat převážně těmito druhy koček a jejich koncepčním uspořádáním zdvihového mechanismu.

1.1 ABUS

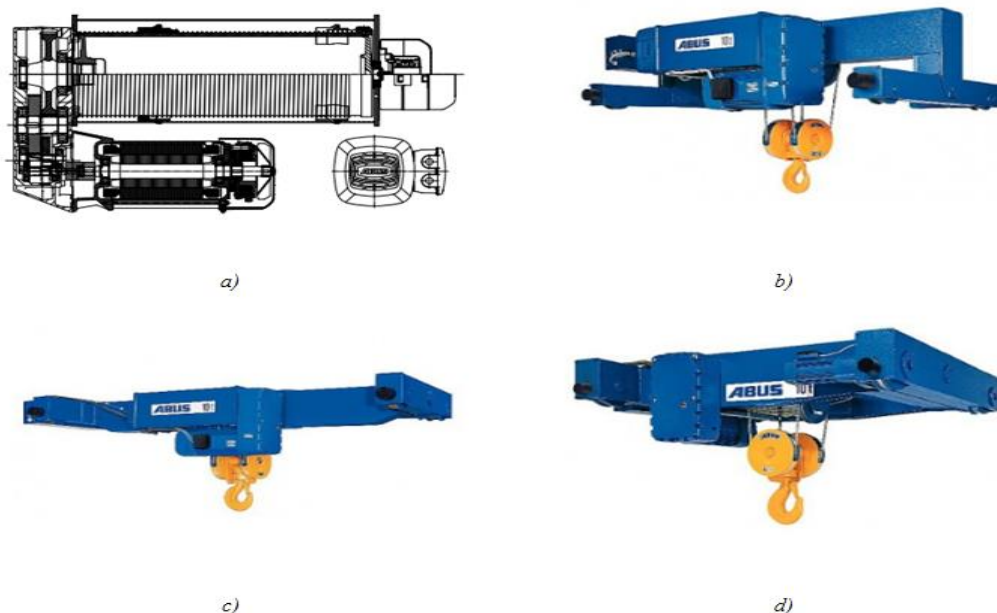
Jeřábové kočky firmy ABUS, konstrukční řady D, s nosností od 1 t do 63 t, nabízí tři varianty umístění zdvihového mechanismu na rám kočky:

- D – dvounosníková kočka normální konstrukce
- DA – dvounosníková kočka ve sníženém provedení
- DQA – dvounosníková kočka nízké konstrukce

Všechny tyto varianty využívají stejnou koncepci uspořádání zdvihového mechanismu, a to paralelní. Motor a lanový buben jsou zde umístěny vedle sebe (viz *Obr. 1 a*). U variant D, a DA je mechanismus koncipován jako celek. Skládá se z rámu lanového bubnu, ke kterému je připevněna převodovka s motorem. Následně se celý tento mechanismus upevní k jednomu hlavnímu nosníku rámu kočky (*Obr. 1 a*, *b*). Tato koncepce umožňuje zkrácení rozvoru mezi pojezdovými koly a lepší obslužnost v koncových polohách. Nevýhodou je kratší lanový buben vyplývající z umístění převodovky

Varianta DQA (*Obr. 1 d*) má umístěn lanový buben příčně mezi dvěma hlavními nosníky. Motor s převodovkou jsou umístěny z vnější strany. Všechna provedení mají modulární konstrukci, umožňující záměnu různých komponent bez nutnosti zásadních změn (např. změna polohy motoru vůči bubnu).

¹ Skupina M5 zařazuje mostový jeřáb pro použití jako Dílenský a zpravidla je používán ve středním druhu provozu [4]



Obr. 1 Jeřábové kočky ABUS: a) koncepce zdvihového mechanismu, b) řada D, c) řada DA, d) řada DQA [11, s. 6,10]

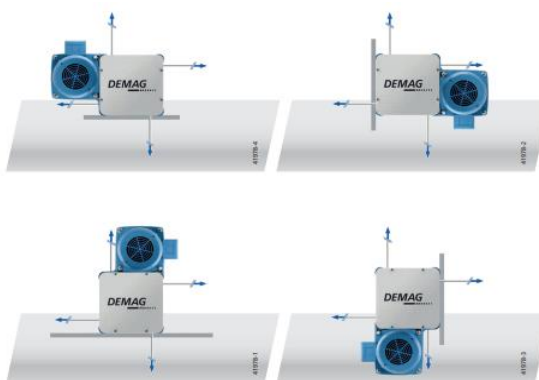
1.2 DEMAG

Řada lanových kladkostrojů DMR, s nosností do 50 t, nabízí dvě různá provedení: sériové a paralelní umístění lanového bubnu vůči elektromotoru. Lanový buben zároveň obsahuje konstrukci pro uchycení zdvihového mechanismu k rámu kočky.

Provedení typu C (Obr. 2) je paralelní jako u výrobce ABUS, to umožňuje kompaktní rozměry jeřábové kočky a celkově nižší rozměry pro případ, kdy není dostatek místa nad jeřábem. I tento výrobce nabízí modulárnost svých systémů. Umístění motoru vůči lanovému bubnu je možno ve čtyřech různých směrech (Obr. 3). Uchycení zdvihového mechanismu je podélně na hlavním nosníku.



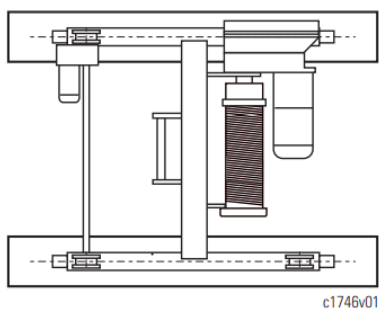
Obr. 2 Jeřábová kočka DEMAG EZ-DMR [12, s. 8]



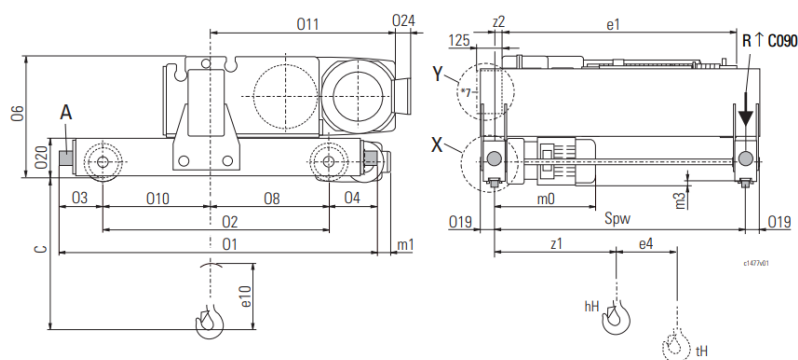
Obr. 3 Variabilita umístění motoru a různé vedení lan [12, s. 7]

1.3 STAHL

Modelová řada SH, s nosností od 1 t do 25 t, pro dvounosníkové kočky tohoto výrobce nabízí podobné řešení uspořádání zdvihového mechanismu, jako předchozí výrobci. A sice, že motor se nachází paralelně s lanovým bubnem. Rozdíl je pak v uchycení zdvihového mechanismu k rámu kočky. Předchozí výrobci uchycují svá zařízení k hlavnímu nosníku za pomoci rámu lanového bubnu. V tomto případě je převodovka připevněna na příčník jeřábové kočky a lanový buben je uchycen samostatně k hlavnímu nosníku (*Obr. 4*). To má za následek vyšší zástavbu kočky a horší obslužnost v koncových polohách. Výhodou je maximální zdvih a menší namáhání převodové skříně.



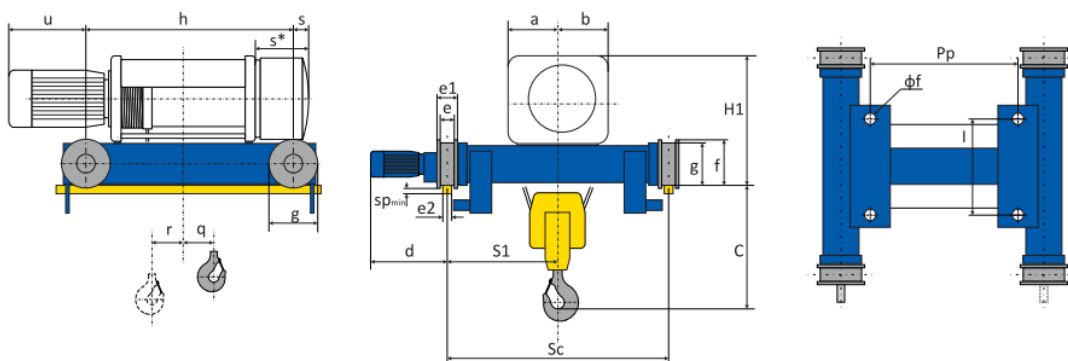
Obr. 4 Řada SH Dvounosníková kočka [13]



Obr. 5 Dvounosníková kočka STAHL SH 6 [13, s. 77]

1.4 PODEM

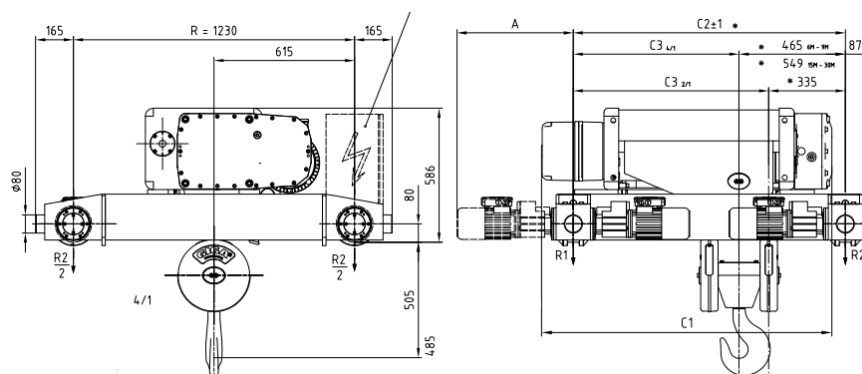
Výrobce PODEM využívá sériového uspořádání komponent zdvihového mechanismu. Konstrukce se skládá z rámu (těla), ve kterém je usazen lanový buben. Motor a planetová převodovka jsou připevněny k rámu lanového bubnu. Brzda je pak umístěna z druhé strany rámu. Toto řešení umožňuje menší rozchod kol, a tím i užší rozměry jeřábové kočky. Nevýhodou pak může být délka zdvihového mechanismu vyplývající ze sériové koncepce, která omezuje dojezd do stran. Výrobce tuto koncepci využívá jak pro kočky čtyřkolové, pro umístění na dvounosníkové mostové jeřáby, tak i pro podvěsné kočky jednonosníkových jeřábů. Výrobce pak udává, že jeho řešení splňují klasifikaci zdvihového mechanismu podle ISO M5 a vyšší.[14]



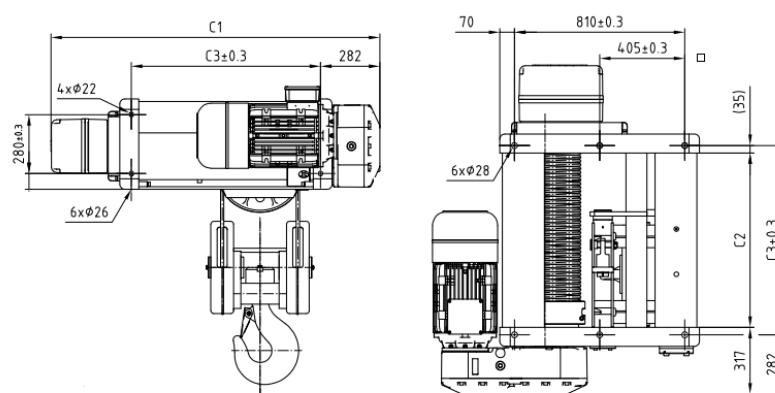
Obr. 6 Dvounosníková kočka PODEM [14, s. 21]

1.5 GIGA

Typy kladkostrojů řady GHM (GHF) nabízí dvě různá řešení. První provedení je standardní výšky, jako u výrobce STAHL, kdy je převodovka umístěna na příčnici rámu kočky, a k ní je pak připevněn motor a lanový buben (Obr. 7). Rám kočky je tvořen dvěma nosíky pro rovnoměrnější rozložení váhy zdvihového mechanismu. Druhé provedení je kočka s nízkým profilem (Obr. 8). Lanový buben má umístěn mezi dva hlavní nosíky, z vnější strany je pak umístěna převodovka a motor. Provedení s nízkým průjezdným profilem je určeno pro nižší nosnosti.



Obr. 7 Typ GHF, GHM 6300, 8000, 10000, 12500 – 2/1 – 4/1, Nosnost 3200 – 12500 kg [15]



Obr. 8 Typ GHF, GHM 16000, 20000, 25000 – 1/1 – 2/1 – 4/1, Nosnost 4000 – 25000 kg [15]

2 POROVNÁNÍ RŮZNÝCH KONCEPCÍ

Existují různé druhy uspořádání zdvihového mechanismu, především pak umístění motoru vůči bubnu nebo uchycení k rámu. Nejčastější uspořádání je **paralelní** (např. Obr. 1 a)). Toto uspořádání nabízí všichni výše zmínění výrobci, kromě výrobce PODEM. Ten má motor, převodovku, a brzdu v jedné ose tzv. **sériové umístění** (Obr. 6).

Výrobci také využívají dvě různá řešení toho, jak zdvihový mechanismus upevnit k rámu kočky. První řešení je to, kdy zdvihový mechanismus tvoří celek, a za pomoci rámu (kde je umístěn lanový buben) je uchycen k hlavnímu nosníku kočky (např. Obr. 2). Druhé řešení pak jednotlivé komponenty (motor, převodovka, atd.) umísťuje na rám kočky samostatně (např. Obr. 4).

Zdvihový mechanismus tvořící celek můžeme umístit jak na podvěsný, tak na čtyřkolový rám kočky. Toto řešení nabízí firmy DEMAG, ABUS a PODEM. Výhodou tohoto řešení je možnost upevnit motor z jakékoli strany vůči bubnu pro dosažení kompaktnosti, snížení průjezdového profilu, dosažení maximálního zdvihu nebo obslužnosti v krajních polohách. Výhoda také spočívá ve snadné montáži celého mechanismu na rám kočky. Nevýhodou je, že rám bubnu a převodová skříň, která slouží jako nosný prvek pro motor, musí mít dostatečnou tuhost, aby nedocházelo k ohybu nebo jiným nepříznivým namáháním. Z tohoto důvodu je používán pro menší nosnosti. Další nevýhodou může být nerovnoměrné zatížení jedné strany konstrukce, nemožnost využití brzdy na rychloběžné hřídeli a menší zdvihové výšky z důvodu kratšího lanového bubnu umístěného mezi příčné nosníky rámu kočky.

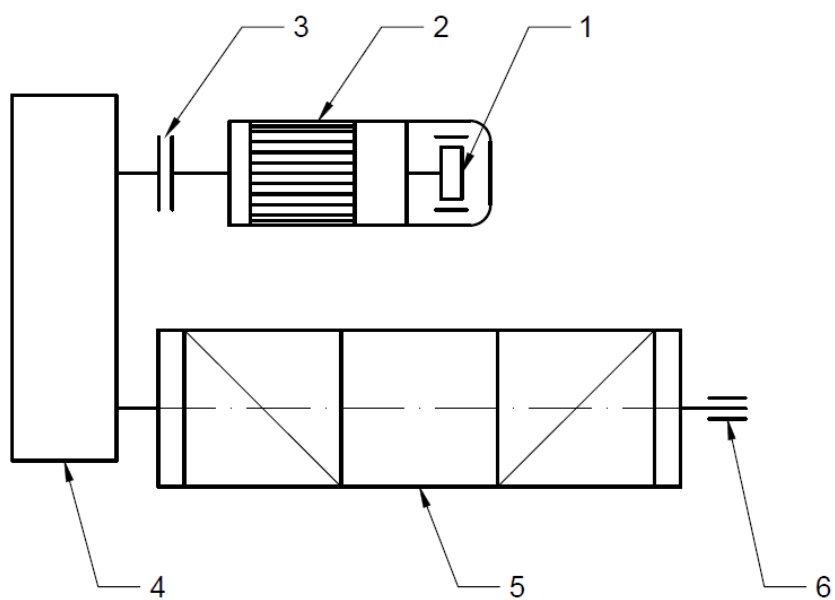
Zdvihový mechanismus s rozmištěním jednotlivých komponentů samostatně na rám je převážně určen pro čtyřkolové jeřábové kočky. Toto řešení nabízí firmy GIGA a STAHL. Výhodou je maximální zdvih břemene, menší namáhání hlavních nosníků, jednoduchá výměna jednotlivých součástí, menší namáhání převodové skříně a vyšší zdvihové výšky z důvodu použití delšího lanového bubnu. Nevýhoda tohoto provedení spočívá ve vyšším průjezdném profilu, větším zatížení na straně umístění převodovky, ztrátě vysoké variability umístění motoru vůči bubnu, a tím i větších rozměrů kočky.

Další možností jsou jeřábové kočky se sériovým uspořádáním komponent. Výhodou toho uspořádání jsou úzké rozměry kočky (Obr. 6), nebo malý rozvor, záleží na celkovém umístění. Nevýhodou jsou velké rozměry samotného zdvihového mechanismu, které vyplývají z umístění jednotlivých komponentů za sebou, a z toho vyplývající horší obslužnost v koncových polohách. Tato konstrukce se využívá spíše pro vyšší nosnosti.

2.1 VÝBĚR A SCHÉMA VHODNÉ KONCEPCE

Tato práce se zabývá návrhem zdvihového mechanismu, kdy nejsou zadány zvláštní požadavky na využití prostoru nad nebo vedle jeřábové kočky. Proto volím paralelní uspořádání s umístěním strojních celků samostatně na rám. Zvolenou koncepci volím také na základě toho, že jednotlivé komponenty (motor, převodovka, atd.) budou nakupovány od různých výrobců a následně uchyceny k rámu kočky.

SCHÉMA ZVOLENÉ KOCEPCE



Obr. 9 Schéma zvolené koncepce

*1)Brzda, 2)Elektromotor, 3)Zubová spojka, 4)Převodovka, 5)Lanový buben,
6)Ložisko bubnu*

3 VÝPOČET HLAVNÍCH ČÁSTÍ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

3.1 ZADANÉ TECHNICKÉ PARAMETRY

- Nosnost 10 000 kg
- Počet navíjených lan 2
- Klasifikace zdvihového mechanismu dle ČSN ISO 4301 - M5

Po konzultaci s vedoucím práce jsou doplněny tyto parametry

- Zdvih 10 m
- Rychlost zdvihu 10 m/min

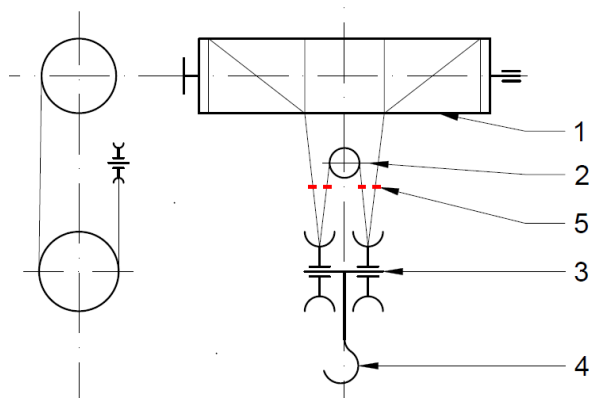
3.2 URČENÍ DRUHU PROVOZU

„Při výpočtu mechanismů jeřábů je nutné přihlédnout k provozním podmínkám, ve kterých mechanismus pracuje.“ [2, s. 47] V zadání není specifikováno, kde mechanismus jeřábu bude pracovat, za jakých podmínek, a jak bude zatěžován. Ze zadání pouze vyplývá, že se bude jednat o dílenský jeřáb. Proto, po konzultaci s vedoucím práce, jsem zvolil střední druh provozu a střední druh zatěžování. Všechny tyto třídy jsou voleny na základě normy dle ČSN ISO 4301. Podle druhu provozu volím třídu využívání U_5 a za pomoci této třídy, a středního stavu zatěžování, vychází celková klasifikace jeřábu jako celku A5. Dále, podle středního stavu zatěžování a klasifikace mechanismu M5, lze určit třídu využívání T_5 . Tyto klasifikace pak budou sloužit pro výpočet životnosti ložisek, návrh lana, a dalších součástí zdvihového mechanismu.

3.3 URČENÍ ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ KLADKOSTROJE

Základními parametry jsou zde myšleny lanový převod a účinnost kladkostroje. Převod je pak definován jako poměr síly břemene k teoretické tažné síle nebo poměru počtu nosných průřezů lan k počtu navíjených lan na buben. Pro běžné mostové jeřáby s nosností od 3 t do 25 t je lanový převod kladkostroje od 2 do 4, provedení pak bývá převážně zdvojené. [3, s. 96] Pro zadané technické parametry volím lanový převod $i_k = 2$.

3.3.1 SCHÉMA KLADKOSTROJE



Obr. 10 Schéma zdvojeného lanového kladkostroje
1) lanový buben, 2) vyrovnávací kladka, 3) kladnice
4) hák, 5) nosné průřezy lan

3.3.2 POČET NOSNÝCH PRŮŘEZŮ LANA

[2, s. 56]

$$\begin{aligned}
 i_k &= \frac{n}{2} \rightarrow n = i_k \cdot 2 \\
 n &= 2 \cdot 2 \\
 n &= 4 [-]
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

kde:

i_k [-] lanový převod – voleno
 n [-] počet nosných průřezů lan

3.3.3 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

[5, s. 13]

Je rozdílná při použití různých ložisek, počtu pevných kladek a lanového převodu. U tohoto návrhu jsou použity kladky s valivými ložisky.

$$\begin{aligned}
 \eta_{tot} &= \frac{(\eta_s)^{n_s}}{i_k} \cdot \frac{1 - (\eta_s)^{i_k}}{1 - \eta_s} \\
 \eta_{tot} &= \frac{(0,985)^0}{2} \cdot \frac{1 - (0,985)^2}{1 - 0,985}
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

$$\eta_{tot} = 0,9925 [-]$$

kde:

η_s [-] je účinnost jednotlivé kladky – pro kladku s valivými ložisky, dle ČSN EN 13001-3-2 stanoveno $\eta_s = 0,985$ [5, s. 13]
 n_s [-] počet pevných kladek mezi bubnem a pohyblivou částí – voleno
 η_{tot} [-] účinnost kladkostroje

3.4 VÝPOČET A NÁVRH LANA**3.4.1 HMOTNOST SOUČÁSTÍ ZVEDANÝCH S BŘEMENEM**

Části zvedané s břemenem jsou kladnice, traversa, uchopovací prostředek, vlastní tíha lana apod. Pokud je dle ČSN EN 27 0100 zdvih menší než 20 m, tak ve výpočtu vlastní tíhu lana neuvažujeme.

$$\begin{aligned}
 m_s &= m_l + m_k \\
 m_s &= 0 + 100 \\
 m_s &= 100 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

kde:

m_s [kg] hmotnost součástí zdviháných spolu s břemenem
 m_l [kg] hmotnost lana
 m_k [kg] hmotnost kladnice – předpoklad

3.4.2 HMOTNOST BŘEMENE ZDVIHU A VŠECH DALŠÍCH ČÁSTÍ

$$\begin{aligned} m_{Hr} &= m_b + m_s \\ m_{Hr} &= 10\,000 + 100 \\ m_{Hr} &= 10\,100 \text{ kg} \end{aligned} \quad (4)$$

kde:

m_b [kg] hmotnost břemene – zadáno
 m_{Hr} [kg] hmotnost břemene zdvihu a všech dalších částí

3.4.3 VÝBĚR LANA

Lana dělíme podle **způsobu použití jako pohyblivá** – např. nosná lana výtahů, zdvihová lana jeřábů nebo **nepohyblivá** – např. kotevní lana, nosná lana lanových jeřábů. **Podle způsobu vinutí na stejnosměrná** – jsou trvanlivější, ohebnější, ale nevýhodou je náchylnost na tvoření smyček při odlehčení, proto se používají v místech, kde je docíleno stálého napnutí lana. **Protisměrná** – mají menší trvanlivost a ohebnost, ale netvoří smyčky, a při zatížení se tak snadno neroztácejí. Z hlediska **konstrukce rozlišujeme jednopramenná** – mají dráty stočené v jedné nebo více vrstvách kolem drátěné duše. Používají se nejčastěji jako nepohyblivá. Pro použití v dalším výrobním procesu se toto lano nazývá pramen. **Vícepramenná** – skládají se z pramenů stočených kolem duše lana, a jsou dvojité nebo i trojitě vinutá. Nejčastěji se používají pro jeřáby. [1; 2]

Jak je zmíněno výše, pro zdvihové mechanismy jeřábů se volí výhradně protisměrná vícepramenná lana. Ta se „vyrábějí ze speciálních drátů kruhového průřezu o jmenovité pevnosti 1270, 1570 a 1770 MPa (v dnešní době i více) a jsou šestipramenná, nejčastěji normální konstrukce, případně konstrukce Seal nebo Warrington“ [2, s. 48]. Lana normální konstrukce mají všechny dráty stejného průřezu. Lana Seal a Warrington mají při použití stejného počtu drátů oproti normální konstrukci vyšší životnost. To je dosaženo větší stykovou plochou mezi vrstvami. U Sealu jsou sice v každé vrstvě dráty stejného průřezu, ale průřezy drátů se v každé vrstvě mění, čímž do sebe lépe zapadají. V důsledku toho se zmenší měrný tlak mezi jednotlivými dráty. Konstrukce Warrington toho dosahuje tím, že se ve druhé vrstvě střídají tenké a tlusté dráty. [1; 2]

Výběr lana volím s ohledem na normu ČSN EN 13001-3-2, kdy se musí prokázat statická únosnost a únavová pevnost. Na tomto základě vybírám šestipramenné ocelové lano Seal – Warrington, souběžné, s vinutím protisměrným pravým z pozinkovaných drátů a s vnitřním mazáním.

Tab. 1 Technické parametry zvoleného lana [16]

Průměr lana [mm]	Přibližná jmenovitá hmotnost [kg/m]	Minimální síla při přetržení F_{min} v kN při jmenovité pevnosti drátů 1770 MPa
16	1,07	206

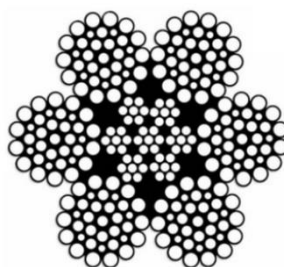
Specifikace:

216 drátů

ČSN EN 12385-2 (024302)

DIN 3064

Konstrukce $6 \times [1+7+(7+7)+14]$ + drátěná duše (49 drátů)



Obr. 11 Šestipramenné ocelové lano SEAL-WARRINGTON

3.5 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI LANA

3.5.1 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

[5, s. 12]

Pro svislé zdvihání se využívá norma ČSN EN 13 001-3-2

$$F_{sd,s} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{i_k} \cdot \phi \cdot f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n \quad [\text{kN}]$$

kde:

$F_{sd,s}$	[kN]	návrhová síla v laně
m_{Hr}	[kg]	hmotnost břemene zdvihu a všech dalších částí (z rov. 4)
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
f_{s1}, f_{s2}, f_{s3}	[-]	součinitelé zvětšující sílu v laně
γ_p	[-]	dílčí součinitel bezpečnosti, pro pravidelná zatížení (kombinace zatížení A, náš případ je $\gamma_p = 1,34$) dle [5, s. 12]
γ_n	[-]	součinitel rizika (viz EN 13 001-2), kde je použitelný
ϕ	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy
i_k	[-]	lanový převod – voleno (kap. 3.3)

Pro výpočet jsou nutné dílčí výpočty, které budou vypočteny níže.

DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO ÚČINKY SETRVAČNOSTI A TÍHY

V této práci budu počítat s dynamickým součinitelem pro volně ležící břemena podle normy ČSN EN 13 001-2. [6, s. 12]

$$\phi = \phi_{min} + \beta_2 \cdot v_h$$

kde: β_2 [s/m] je stanovena za pomoci tříd tuhosti jeřábů v rozsahu od HC1 do HC4. Jelikož neznám tuhost jeřábu, uvažuji nejhorší variantu HC4, kdy $\beta_2 = 0,68$. [6, s. 13] Minimální dynamický součinitel ϕ_{min} určuji v závislosti na charakteristikách ovládání pohonu zdvihu, které jsou rozděleny do tříd od HD1 do HD5. Při výběru koncepce jsem vybral motor ovládaný měničem frekvence, toto odpovídá třídě HD4 – Bezstupňové ovládání pohonu zdvihu, které provádí plynulé zvyšování rychlosti. Kombinací třídy HD4 a HC4 určím hodnotu $\phi_{min} = 1,2$. [6, s. 13] Charakteristická zdvihová rychlost břemene v_h [m/s] se mění v závislosti na třídě HD4 a kombinaci zatížení A1. Výsledná rovnice bude vypadat takto:

$$\phi = \phi_{min} + \beta_2 \cdot \frac{v_{h,max}}{2}$$

$$\phi = 1,2 + 0,68 \cdot \frac{10}{60 \cdot 2} \quad (5)$$

$$\phi = 1,257 [-]$$

kde:

β_2 [s/m] součinitel závislý na tuhosti jeřábu

$v_{h,max}$ [m/s] maximální ustálená rychlost břemene – zadáno

SOUČINITEL ZVĚTŠUJÍCÍ SÍLU V LANĚ VLIVEM ÚČINNOSTI LANOVÉHO SYSTÉMU [5, s. 13]

$$f_{s1} = \frac{1}{\eta_{tot}}$$

$$f_{s1} = \frac{1}{0,9925} [-] \quad (6)$$

kde:

η_{tot} [-] účinnost kladkostroje (z rov. 2)

SOUČINITEL ZVĚTŠUJÍCÍ SÍLU V LANĚ VLIVEM NEROVNOBĚŽNÝCH NOSNÝCH PRŮŘEZŮ VE VINUTÍCH [5, s. 14]

Tento součinitel se určuje pro nejnepříznivější polohu. Nejčastěji bývá v horní úvrati zdvihu. Zdvihový mechanismus zvedá břemeno svisle vzhůru s rovnoběžnými nosnými průřezy ve vinutí, následkem toho je stanoveno $\beta_{max} = 0$

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos \beta_{max}}$$

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos(0)} \quad (7)$$

$$f_{s2} = 1 [-]$$

kde:

β_{max} [°] největší úhel mezi nosným průřezem lana a směrem působení zatížení

SOUČINITEL ZVĚTŠUJÍCÍ SÍLU V LANĚ VLIVEM VODOROVNÝCH SIL f_{s3}

(např. zrychlením kočky jeřábu od větru). [5, s. 14] Pro mé zadání je určen dílenský jeřáb, který je umístěn v hale, kde se nepředpokládá působení vodorovných sil (větru), proto se tento součinitel zanedbává.

SOUČINITEL RIZIKA γ_n

Určuje se na základě použitelnosti. Navrhovaný zdvihový mechanismus (jeřáb), nebude provozován tam, kde jsou zvýšená rizika, proto je $\gamma_n = 1$ [6, s. 55]

NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ PAK BUDE:

$$F_{Sd,s} = \frac{10\,100 \cdot 9,81}{2} \cdot 1,2567 \cdot \frac{1}{0,9925} \cdot 1 \cdot 1,34 \cdot 1 \quad (8)$$

$$F_{Sd,s} = 84\,053 \text{ kN}$$

3.5.2 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

[5, s. 17]

$$F_{Rd,s} = \frac{F_u}{\gamma_{rb}}$$

$$F_{Rd,s} = \frac{206}{2,196} \quad (9)$$

$$F_{Rd,s} = 93,81 \text{ kN}$$

kde:

 $F_{Rd,s}$ [kN] návrhová síla únosnosti lana F_u [kN] minimální síla při přetržení lana (z Tab. 1) γ_{rb} [-] minimální součinitel únosnosti lana**MINIMÁLNÍ SOUČINITEL ÚNOSNOSTI LANA**

[5, s. 17]

Je závislý na geometrii lanového systému.

$$\gamma_{rb} = 1,35 + \frac{5}{\left(\frac{D_{min}}{d}\right)^{0,8} - 4} \geq 2,07$$

$$\gamma_{rb} = 1,35 + \frac{5}{\left(\frac{281,25}{16}\right)^{0,8} - 4} \geq 2,07 \quad (10)$$

$$2,196 \geq 2,07$$

kde:

 D_{min} [mm] příslušný nejmenší průměr (z Rov. 11) d [mm] průměr lana (z Tab. 1)**PŘÍSLUŠNÝ NEJMENŠÍ PRŮMĚR**

[5, s. 17]

$$D_{min} = \min(D_{kladka}; 1,125 \cdot D_{buben}; 1,125 \cdot D_{vyrovnávací})$$

$$D_{min} = 1,125 \cdot D_{vr}$$

$$D_{min} = 1,125 \cdot 250$$

$$D_{min} = 281,25 \text{ mm}$$

(11)

Nejmenší průměr vyšel u vyrovnávací kladky (rov. 27).

3.5.3 KONTROLA LANA

[5, s. 11]

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} \quad (12)$$

$$84,053 \text{ kN} \leq 93,81 \text{ kN} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Mnou zvolené lano vyhovuje.

3.6 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI LANA**3.6.1 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ**

[5, s. 18]

$$F_{Sd,f} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{i_k} \cdot \phi^* \cdot f_{S2}^* \cdot f_{S3}^* \cdot \gamma_n$$

$$F_{Sd,f} = \frac{10\,100 \cdot 9,81}{2} \cdot 1,052 \cdot 1 \cdot 1$$

$$F_{Sd,f} = 52,116 \text{ kN}$$

kde:

$F_{Sd,f}$	[kN]	návrhová síla v laně při únavě
f_{S2}^*, f_{S3}^*	[-]	součinitelé zvětšující sílu v laně
γ_n	[-]	součinitel rizika (viz EN 13 001-2), kde je použitelný, $\gamma_n = 1$
ϕ^*	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace

Pro výpočet jsou nutné dílčí výpočty, jako v předešlé kapitole.

DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO ÚČINKY SETRVAČNOSTI A GRAVITACE

[5, s. 18]

Pro $w \geq 1$

$$\phi^* = \sqrt[3]{\frac{(w-1) + \phi^3}{w}}$$

$$\phi^* = \sqrt[3]{\frac{(6-1) + 1,257^3}{6}} \quad (13)$$

$$\phi^* = 1,052 \text{ [-]}$$

kde:

w	[-]	příslušný počet ohybů pro pohyb – stanovuje se na základě, směru ohýbání lana kolem kladek a počtu kladek $w = 6$ dle [5, s. 28]
ϕ	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy – je stejný jako v (kap. 3.5.1), $\phi = 1,257$

SOUČINITEL ZVĚTŠUJÍCÍ SÍLU V LANĚ VLIVEM NEROVNOBĚŽNÝCH NOSNÝCH PRŮŘEZŮ VE VINUTÍCH

Pro svislý zdvih a rovnoměrné rozložení se tento součinitel uvažuje $f_{S2}^* = 1$, dle [5, s. 19]

SOUČINITEL ZVĚTŠUJÍCÍ SÍLU V LANĚ VLIVEM VODOROVNÝCH SIL f_{s3}^*

[5, s. 20]

$$f_{s3}^* = f_{s3}$$

Jak bylo zdůvodněno v kap. 3.5.1, tento součinitel se zanedbává.

3.6.2 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

[5, s. 20]

$$F_{Rd,f} = \frac{F_u}{\gamma_{rf} \cdot \sqrt[3]{s_r}} \cdot f_f$$

$$F_{Rd,f} = \frac{206}{7 \cdot \sqrt[3]{0,06}} \cdot 0,7503 \quad (14)$$

$$F_{Rd,f} = 56\,401 \text{ kN}$$

kde:

F_u	[kN]	minimální síla při přetržení lana (Tab. 1)
$F_{Rd,f}$	[N]	návrhová síla únosnosti lana při únavě
γ_{rf}	[-]	minimální součinitel únosnosti lana – volen $\gamma_{rf} = 7$ dle [5, s. 20]
s_r	[-]	parametr historie síly v laně (z rov. 15)
f_f	[-]	součinitel dalších vlivů (z rov. 19)

PARAMETR HISTORIE SÍLY V LANĚ

[5, s. 20]

$$s_r = k_r \cdot v_r$$

$$s_r = 0,25 \cdot 0,25 \quad (15)$$

$$s_r = 0,06 \text{ [-]}$$

kde:

k_r	[-]	součinitel spektra síly v laně – na základě druhu zatěžování (z kap. 3.2) víme, že se jedná o střední druh zatěžování, stanoven $k_r = 0,25$ dle [4, s. 5]
v_r	[-]	relativní celkový počet ohybů

CELKOVÝ POČET OHYBŮ ZA DOBU ŽIVOTNOSTI LANA

[5, s. 21]

$$w_{tot} = \sum_{i=1}^{i_{max}} w_i = \sum_{i=1}^{2 \cdot 10^5} 6 \quad (16)$$

$$w_{tot} = 1,2 \cdot 10^6 \text{ [-]}$$

kde:

i_{max}	[-]	celkový počet pohybů zdvihu pro lano
w_i	[-]	příslušný počet ohybů při pohybu
w_{tot}	[-]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana

CELKOVÝ POČET POHYBŮ ZDVIHU PRO LANO

Určuje se ze všech pracovních cyklů C , které mechanismus vykoná za dobu provozu, a vychází z třídy využívání jeřábu. Ve mnou zvolené třídě U_5 .

$$i_{max} = \frac{C}{l_r}$$

$$i_{max} = \frac{4 \cdot 10^5}{2} \quad (17)$$

$$i_{max} = 2 \cdot 10^5 [-]$$

kde:

C [-] celkový počet pracovních cyklů za dobu životnosti jeřábu – podle ČSN EN13001-1, voleno $C = 4 \cdot 10^5$ dle [10, s. 16]

l_r [-] počet lan specifikovaných pro návrhovou životnost jeřábu – voleno $l_r = 2$ dle [5] příloha B

i_{max} [-] celkový počet pohybů zdvihu pro lano

RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET OHYBŮ

[5, s. 21]

$$v_r = \frac{w_{tot}}{w_D}$$

$$v_r = \frac{1,2 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6} \quad (18)$$

$$v_r = 0,24 [-]$$

kde:

w_D [-] počet ohybů v referenčním bodě $w_D = 5 \cdot 10^6$ dle [5, s. 21]

SOUČINITEL DALŠÍCH VLIVŮ

[5, s. 21]

$$f_f = f_{f1} \cdot f_{f2} \cdot f_{f3} \cdot f_{f4} \cdot f_{f5} \cdot f_{f6} \cdot f_{f7}$$

$$f_f = 0,7503 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \quad (19)$$

$$f_f = 0,7503 [-]$$

SOUČINITEL 1

$$f_{f1} = \frac{D_{min}/d}{R_{Dd}}$$

$$f_{f1} = \frac{281,25/16}{23,43} \quad (20)$$

$$f_{f1} = 0,7503 [-]$$

kde:

D_{min} [mm] příslušný nejmenší průměr (z rov. 11)

d [mm] průměr lana (z Tab. 1)

R_{Dd} [-] referenční poměr

REFERENČNÍ POMĚR

[5, s. 21]

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log_2\left(\frac{w_{tot}}{8000}\right)}$$

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log_2\left(\frac{1,2 \cdot 10^6}{8000}\right)} \quad (21)$$

$$R_{Dd} = 23,43 [-]$$

SOUČINITEL TAHOVÉ SÍLY V DRÁTU

[5, s. 22]

$$f_{f2} = 1 \quad \text{pro } R_r \leq 1770$$

kde:

R_r [MPa] jmenovitá pevnost drátu, z (Tab. 1)

SOUČINITEL ÚHLU NÁBĚHU

$$f_{f3} = 1$$

Určuje se na základě úhlu náběhu lana do drážky bubnu nebo kladek. V mém případě uvažuji úhel náběhu menší než $0,5^\circ$ z důvodu rovnoměrného navíjení lana na buben, a proto volím na základě tabulky hodnotu 1, dle [5, s. 23]

SOUČINITEL MAZÁNÍ LANA

$$f_{f4} = 1$$

Lano je vnitřně mazáno, součinitel stanoven rovný 1, dle [5, s. 23]

SOUČINITEL DRÁŽKY

$$f_{f6} = 1$$

Určí se na základě podílu poloměru drážky kladky a průměru lana. Poté se porovná s úhlem mezi boky kladky, dle [5, s. 23]

SOUČINITEL TYPU LANA

[5, s. 23]

$$f_{f7} = \frac{1}{t} = \frac{1}{1}$$

(22)

$$f_{f7} = 1$$

kde:

t_l [-] součinitel typu lana – volí se na základě typu lana (mnou zvolené je souběžné) a počtu vnějších pramenů (mnou zvolené má 6 pramenů), $t = 1$, dle [5, s. 23]

SOUČINITEL VÍCEVRSTVÉHO NAVÍJENÍ f_{f5}

Na lanový buben bude navíjena jen jedna vrstva lana, proto se nejedná se o vícevrstvé navíjení a součinitel z tohoto důvodu neuvažujeme. [5, s. 23]

3.6.3 KONTROLA LANA PŘI ÚNAVĚ

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f} \quad (23)$$

$$52,116 \text{ kN} \leq 56,401 \text{ kN} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Lano je vyhovující pro oba druhy namáhání, jak statické, tak při únavě.

3.7 VÝPOČET PRŮMĚRŮ LANOVÝCH KLADEK

Tab. 2 Hodnoty součinitele α pro výpočet průměrů kladek a bubnů [3, s. 89]

		Skupina jeřábů			
		I	II	III	IV
Kladky	Vodící	20	22	24	26
	Vyrovnávací	14	15	16	16
Lanové bubny		18	20	22	24

3.7.1 TEORETICKÝ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

[1, s. 95]

$$D_{tvd} = d \cdot \alpha_v$$

$$D_{tvd} = 16 \cdot 22$$

$$D_{tvd} = 352 \text{ mm}$$

(24)

kde:

d [mm] jmenovitý průměr lana (z Tab. 1)

α_{vd} [–] součinitel pro vodící kladku pro střední druh provozu (z Tab. 2)

D_{tvd} [mm] teoretický průměr vodící klady

3.7.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

[1, s. 95]

$$D_{vd} = D_{tvd} - d$$

$$D_{vd} = 352 - 16$$

$$D_{vd} = 336 \text{ mm}$$

(25)

kde:

D_{vd} [mm] jmenovitý průměr vodící klady – z normalizované řady je volen nejbližší vyšší průměr **$D_{vd} = 355 \text{ mm}$**

3.7.3 TEORETICKÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

[1, s. 95]

$$D_{tvr} = d \cdot \alpha_{vd}$$

$$D_{tvr} = 16 \cdot 15$$

$$D_{tvr} = 240 \text{ mm}$$

(26)

kde:

α_{vd} [-] součinitel pro vyrovnávací kladku pro střední druh provozu (z Tab. 2)

D_{tvr} [mm] teoretický průměr vyrovnávací klady

3.7.4 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

[1, s. 95]

$$D_{vr} = D_{tvr} - d$$

$$D_{vr} = 240 - 16$$

$$D_{vr} = 224 \text{ mm}$$

(27)

kde:

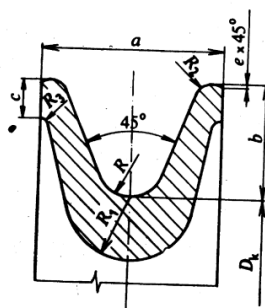
D_{vd} [mm] jmenovitý průměr vyrovnávací klady – z normalizované řady je volen nejbližší vyšší průměr **$D_{vr} = 250 \text{ mm}$**

3.7.5 ROZMĚR DRÁŽKY A VĚNCE LANOVÝCH KLADEK

Jmenovitému průměru lana odpovídají tyto rozměry.

Tab. 3 Rozměry profilu věnce i žlabu odlitých kladek [1, s. 96]

Jmenovitý průměr lana [mm]	Rozměry [mm]							
	r	a	b	c	e	r_1	r_2	r_3
16	8,5	45	30	8	1	14	4	2,5



Obr. 12 Tvar a rozměr lanové kladky [3, s. 89]

3.8 VÝPOČET ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

3.8.1 JMENOVITÝ PRŮMĚR BUBNU

[1, s. 104]

$$D_b = d \cdot \alpha_b$$

$$D_b = 16 \cdot 20$$

$$D_b = 320 \text{ mm}$$

(28)

kde:

α_b [-] součinitel pro lanový buben pro středí druh provozu (z Tab. 2)

D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu – z normalizované řady je volen nejbližší vyšší průměr ² $D_b = 400 \text{ mm}$

3.8.2 PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU POD LANEM

[3, s. 98]

$$D_1 = D_b - d$$

$$D_1 = 400 - 16$$

$$D_1 = 384 \text{ mm}$$

(29)

kde:

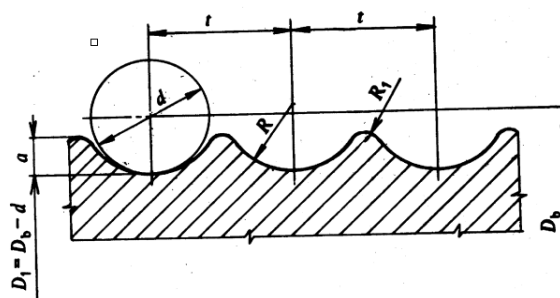
D_1 [mm] průměr lanového bubnu pod lanem

3.8.3 ROZMĚRY LANOVÝCH DRÁŽEK BUBNU

Rozměry drážek se definují podle jmenovitého průměru lana (z Tab. 1).

Tab. 4 Profily lanových drážek a bubnů [1, s. 106]

Jmenovitý průměr lana [mm]	Rozměry [mm]				
	d	R	a_l	t	R_1
16	16	8,5	5	18	2



Obr. 13 Drážky lanových bubnů pro jeřáby, zdvihadla a jeřáby [7, s. 304]

3.8.4 DÉLKA NAVÍJENÉHO LANA

[1, s. 106]

$$L = i_k \cdot h$$

$$L = 2 \cdot 10$$

$$L = 20 \text{ m}$$

(30)

kde:

h [m] výška zdvihu – zadáno

i_k [–] lanový převod – voleno (kap. 3.3)

L [m] délka navíjeného lana

² Volen vyšší na základě velikosti bubnové spojky, v pozdějších výpočtech

3.8.5 POČET ZÁVITŮ LANA NA BUBNU

[1, s. 106]

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + (2 \div 3)^3$$

$$z = \frac{20}{\pi \cdot 0,4} + 3 \quad (31)$$

$$z = 18,91 \doteq 19 [-]$$

kde:

z [-] počet závitů lana na bubnu

3.8.6 DÉLKA ZÁVITŮ LANA NA BUBNU

[1, s. 107]

$$l = z \cdot t$$

$$l = 19 \cdot 18 \quad (32)$$

$$l = 342 \text{ mm}$$

kde:

t [mm] stoupání závitů (z Tab. 4)

l [mm] délka závitů lana na bubnu

3.8.7 DÉLKA KRAJNÍ HLADKÉ ČÁSTI

[2, s. 53]

$$l_2 \cong 4 \cdot t$$

$$l_2 = 4 \cdot 18 = 72 \text{ mm} \quad (33)$$

$$l_2 = 80 \text{ mm}$$

kde:

l_2 [mm] délka krajní hladké části – délku volím větší než spočtenou z důvodu většího místa pro příložky a svár

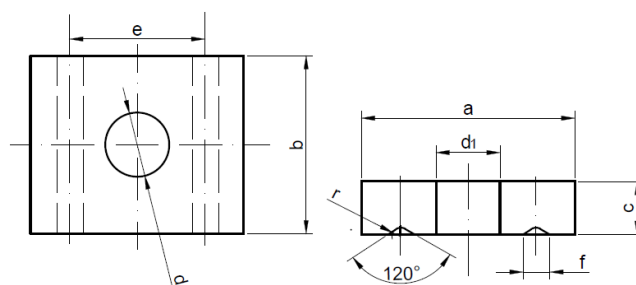
ROZMĚRY LANOVÝCH PŘÍLOŽEK

Rozměry příložek se stanovují dle průměru lana.

Tab. 5 Rozměry lanové příložky [1, s. 84]

Jmenovitý průměr lana [mm]	Rozměry [mm]							
	a	b	c	d	d_1	e	f	r
16	60	50	15	18	M 16	38	15	2

³ Je počet závěrných závitů, aby po úplném odvinutí zůstaly 2 závity pro uchycení lana a 1 jako rezerva - proto zvoleno 3.



Obr. 14 Rozměry lanové příložky [1, s. 84]

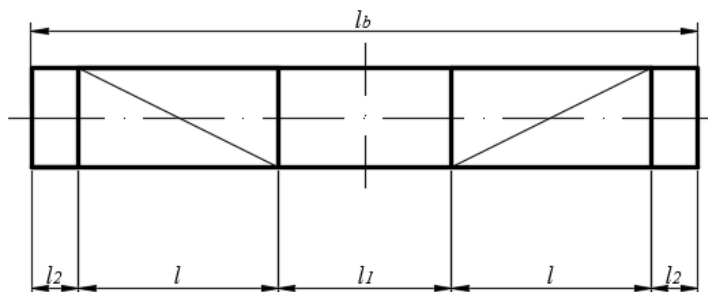
3.8.8 CELKOVÁ DÉLKA LANOVÉHO BUBNU

Závisí se počtu navíjených lan na bubnu, v mém případě se budou navíjet oba konce lan, proto se délka bubnu zdvojnásobuje. Délka střední hladké části musí být taková, aby v horní úvratí zdvihu nedocházelo k odklonu lana z drážky většímu než 4° . [3, s. 100] Střední hladká část pak musí odpovídat rozteči vodících kladek na kladnici. [2, s. 53]

$$\begin{aligned} l_b &= 2 \cdot l + l_1 + 2 \cdot l_2 \\ l_b &= 2 \cdot 342 + 250 + 2 \cdot 80 \\ l_b &= 1094 \text{ mm} \end{aligned} \quad (34)$$

kde:

l_1 [mm] střední hladká část – předpoklad



Obr. 15 Schéma lanového bubnu

3.8.9 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET TLOUŠTKY STĚNY BUBNU

[2, s. 53]

$$\begin{aligned} s &= 0,8 \cdot d \\ s &= 0,8 \cdot 16 \\ s &= 12,8 \text{ mm} \end{aligned} \quad (35)$$

kde:

d [mm] průměr lana (z Tab. 1)

s [mm] předběžná tloušťka pod lanem

Vzorec platí pro svařené ocelové bubny. Pevnostní kontrola je provedena v další kapitole.

3.8.10 VÝBĚR HUTNÍHO POLOTOVARU

Lanové bubny jsou z důvodů menších nákladů na výrobu vyráběny jako svařence. Proto jako polotovar pro výrobu lanového bubnu volím bezešvou trubku válcovanou za tepla. Rozměry polotovarů volím na základě normy ČSN 42 5715, a z vypočtené předběžné tloušťky stěny, vnějšího průměru bubnu a následného obrábění. Jako materiál volím konstrukční ocel 11 523, která je vhodná ke svařování, a má tyto technické parametry:

Tab. 6 Technické parametry zvoleného materiálu [8, s. 1125],[21]

Označení materiálu	Rozměry [mm]		Minimální mez kluzu $R_{e\ min}$ [MPa]	Mez pevnosti [MPa] R_m
	Vnější průměr	Tloušťka stěny		
11 523 (S355J2)	406	28	345	470 - 630

3.8.11 SKUTEČNÁ TLOUŠŤKA STĚNY

Lanové bubny jsou z důvodů menších nákladů na výrobu vyráběny jako svařence. Proto jako polotovar pro výrobu lanového bubnu volím bezešvou trubku válcovanou za tepla. Rozměry polotovarů volím na základě normy ČSN 42 5715, a z vypočtené předběžné tloušťky stěny, vnějšího průměru bubnu a následného obrábění. Jako materiál volím konstrukční ocel 11 523, která je vhodná ke svařování, a má tyto technické parametry:

$$s_{sk} = t_s - a_l - O_{př}$$

$$s_{sk} = 28 - 5 - 5$$

$$s_{sk} = 18\ mm$$

(36)

kde:

a [mm] rozměr drážky pro lano (z Tab. 4)

t_s [mm] tloušťka stěny – zvoleno (z Tab. 6)

$O_{př}$ [mm] přídavek na obrábění – zvoleno

s_{sk} [mm] skutečná tloušťka stěny

4 VÝPOČET A NÁVRH KOMPONENTŮ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

Výpočet a návrh jednotlivých komponent budou spočteny a navrhnuty na základě doporučeného vývojového diagramu. [2, s. 80]

4.1 NÁVRH ELEKTROMOTORU

4.1.1 CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

[2, s. 75]

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p$$

$$\eta_c = 0,9925 \cdot 0,96 \cdot 0,94 \quad (37)$$

$$\eta_c = 0,896$$

kde:

η_k	[-]	účinnost lanového kladkostroje (z rov. 2)
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu – voleno ⁴ $\eta_b = 0,96$ [2, s. 76]
η_p	[-]	účinnost převodovky udávaná výrobcem
η_c	[-]	celková mechanická účinnost zdvihového mechanismu

4.1.2 MINIMÁLNÍ VÝKON ELEKTROMOTORU

[2, s. 75]

$$P_{min} = \frac{m_{Hr} \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_c}$$

$$P_{min} = \frac{10\,100 \cdot 9,81 \cdot 10}{60 \cdot 1000 \cdot 0,896} \quad (38)$$

$$P_{min} = 18,43 \text{ kW}$$

kde:

m_{Hr}	[kg]	hmotnost břemene zdvihu a všech dalších částí (z rov. 4)
v_z	[m/min]	zdvihová rychlost – zadáno
P_{min}	[kW]	minimální výkon elektromotoru

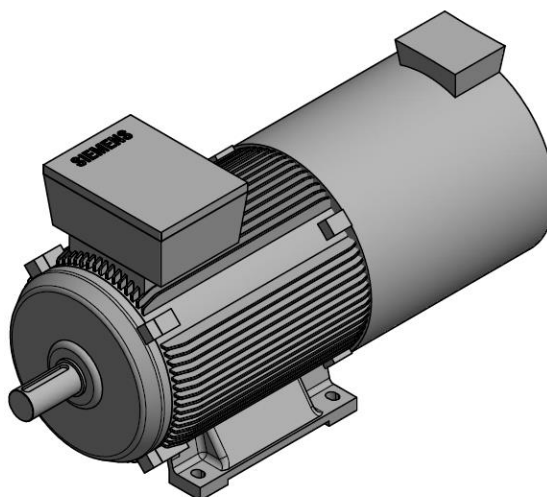
4.1.3 VÝBĚR ELEKTROMOTORU

Motory jsou vybírány na základě minimálního potřebného výkonu, respektive krouticího momentu. Dále také za jakých podmínek a v jakém prostředí bude motor provozován. Výkon se volí nejbližší vyšší. Motor je zvolen od firmy SIEMENS - třífázový asynchronní s kotvou nakrátko, s účinností IE3. Je doplněn o elektromagnetickou pružinovou tlačnou brzdou s možností manuálního odbrzdění, ochranné PTC termistory a cizím chlazením. Cizí chlazení je zvoleno z důvodu provozování motoru v nízkých otáčkách, kdy vlastní chlazení je již nedostačující. Elektromotor je pak řízen frekvenčním měničem, který umožňuje plynulé rozběhy a zastavení (zabraňuje tak proudovým rázům i maximálním záběrovým momentům při startu, který je několikanásobně větší než nominální), a tím se prodlužuje životnost motoru. Jedná se o modelovou řadu Simotics SD s těmito technickými parametry:

⁴ Platí, když je uložen na valivých ložiskách

Tab. 7 Technické parametry motoru 1LE1503-2AC43-4AB4-Z F01+F11+F50+F70[17]

Technické parametry motoru 1LE1503-2AC43-4AB4-Z F01+F11+F50+F70	
Jmenovitý výkon elektromotoru	$P_N = 18,5 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky elektromotoru	$n_N = 978 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý moment elektromotoru	$M_N = 181 \text{ Nm}$
Maximální jmenovitý moment elektromotoru	$M_{Nmax} = 407,6 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti elektromotoru ⁵	$J_N = 0,2868 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Účinnost elektromotoru	$\eta_N = 91,7 \%$
Počet pólů	6 [–]
Velikost motoru	200 L
Průměr výstupní hřídele	$d_{hř,mot} = 55 \text{ mm}$



Obr. 16 Motor SIEMENS Simotics SD 1LE1503

4.2 NÁVRH PŘEVODOVKY

Pro mnou zvolenou koncepci uspořádání jednotlivých komponentů nezávisle na sobě, volím převodovku v samostatné skříni, která je připevněna na rám kočky. Převodovka bude volena třístupňová, s čelním ozubením, vstupní a výstupní hřídeli na stejné straně. Převodovky se volí na základě převodového poměru, vstupních otáček, jmenovitého výkonu a krouticího momentu přenášeného převodovkou.

⁵ Moment setrvačnosti motoru včetně integrované brzdy

4.2.1 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

[2, s. 75]

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b}$$

$$n_b = \frac{2 \cdot 10}{\pi \cdot 0,4} \quad (39)$$

$$n_b = 15,92 \text{ min}^{-1}$$

kde:

$$n_b \quad [\text{min}^{-1}] \quad \text{otáčky lanového bubnu (maximální)}$$

4.2.2 PŘEDBĚŽNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR

[2, s. 76]

$$i_p = \frac{n_M}{n_b}$$

$$i_p = \frac{978}{15,92} \quad (40)$$

$$i_p = 61,45 [-]$$

kde:

$$i_p \quad [-] \quad \text{předběžný převodový poměr}$$

$$n_N \quad [\text{min}^{-1}] \quad \text{jmenovité otáčky elektromotoru (z Tab. 7)}$$

4.2.3 STANOVENÍ JMENOVITÉHO VÝKONU PŘEVODOVKY

[18, s. (3/3)]

Jmenovitý výkon převodovky se stanovuje na základě katalogu výrobce, s přihlédnutím na servisní faktory hnacího stroje a hnací síly. Poté se vybere vhodná převodovka.

$$P_{2N} \geq P_N \cdot f_1 \cdot f_2$$

$$P_{2N} \geq 18,5 \cdot 1,1 \cdot 1 \quad (41)$$

$$P_{2N} \geq 20,35 \text{ kW}$$

$$36 \text{ kW} \geq 20,35 \text{ kW}$$

kde:

$$P_{2N} \quad [\text{kW}] \quad \text{jmenovitý výkon převodovky – zvoleno } P_{2N} = 36 \text{ kW} [18, \text{s. (3/28)}]$$

$$f_1 \quad [-] \quad \text{faktor hnacího stroje – dle výrobce na základě klasifikace M5 je volen } f_1 = 1,1 [18, \text{s. (3/13)}]$$

$$f_2 \quad [-] \quad \text{faktor pro hnací sílu – dle výrobce volen } f_2 = 1 [18, \text{s. (3/12)}]$$

4.2.4 KONTROLA MAXIMÁLNÍHO STARTOVACÍHO MOMENTU

[18, s. (3/3)]

Maximální startovací moment je roven nominálnímu výkonu motoru. Z důvodu použití frekvenčního měniče vyplývající z kap. 4.1.3 a 4.3.

$$P_{2N} \geq \frac{M_N \cdot n_N \cdot f_3}{9550}$$

$$P_{2N} \geq \frac{181 \cdot 978 \cdot 0,65}{9550} = 12,05 \text{ kW} \quad (42)$$

$$36 \text{ kW} \geq 12,05 \text{ kW} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

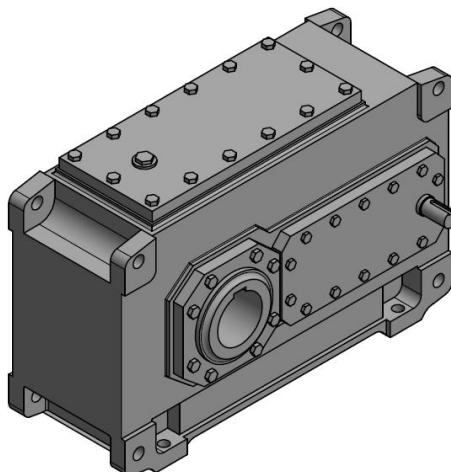
f_3 [–] faktor maximálního špičkového točivého momentu – volen na základě maximálních zátěžových špiček za hodinu 6 – 30, stanoven $f_3 = 0,65$ [18, s. 3/12]

4.2.5 VÝBĚR PŘEVODOVKY

Na základě předešlých výpočtů, a s ohledem na podmínky dané výrobcem (kap. 4.2.4 a kap. 4.2.5), volím převodovku od firmy FLENDER (Siemens) typu H3HH, velikosti 7 s těmito technickými parametry:

Tab. 8 Technické parametry převodovky FLENDER H3HH – 7[18]

Technické parametry převodovky FLENDER H3HH - 7	
Nominální převodový poměr	$i_{pn} = 63$ [–]
Skutečný převodový poměr	$i_{psk} = 62,867$ [–]
Výstupní krouticí moment	$M = 21\,700 \text{ Nm}$
Přenášený maximální výkon	$P_p = 18,5 \text{ kW}$
Maximální radiální zatížení výstupního hřídele	$F_{Rmax} = 40\,000 \text{ N}$
Hmotnost převodovky (bez olejové náplně)	$m_p = 540 \text{ kg}$
Průměr výstupní otvoru	$d_{ot,př} = 115 \text{ mm}$
Průměr vstupní hřídele	$d_{hř,př} = 35 \text{ mm}$



Obr. 17 Převodovka FLENDER H3HH - 7

4.2.6 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_{bsk} = \frac{n_N}{i_{psk}}$$

$$n_{bsk} = \frac{978}{62,867} \quad (43)$$

$$n_{bsk} = 15,56 \text{ min}^{-1}$$

kde:

n_{bsk} [min⁻¹] skutečné otáčky lanového bubnu

4.2.7 SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

$$v_{zsk} = \frac{D_b \cdot \pi \cdot n_{bsk}}{i_k}$$

$$v_{zsk} = \frac{0,4 \cdot \pi \cdot 15,56}{2} \quad (44)$$

$$v_{zsk} = 9,78 \text{ m/min}$$

kde:

v_{zsk} [m/min] skutečná rychlost zdvihu

4.2.8 KONTROLA ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

Skutečná zdvihová rychlost by se neměla od požadované (zadané) zdvihové rychlosti lišit o více než 6 % [2].

$$\Delta_v = 100 - \frac{v_{zsk} \cdot 100}{v_z}$$

$$\Delta_v = 100 - \frac{9,78 \cdot 100}{10} \quad (45)$$

$$\Delta_v = 2,2 \%$$

$$2,2 \% < 6 \% \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

$$\begin{array}{ll} v_z & [\text{m/min}] \quad \text{zdvihová rychlost – zadáno} \\ \Delta_v & [\%] \quad \text{odchylka od požadované rychlosti} \end{array}$$

4.2.9 STANOVENÍ A KONTROLA TEPELNÉ KAPACITY

[18, s. (3/4)]

Na základě katalogu výrobce se určí tepelná kapacita a následně proběhne kontrola, zdali vyhovuje. Nejprve se kontroluje bez cizího chlazení, jestli je dostačující. Pokud ne, volí se cizí chlazení. Kontrola je důležitá, aby nedocházelo k nadměrnému přehřívání oleje. Pokud se olej v převodovce nadměrně zahřívá, dochází k degradaci oleje, a tím k menší životnosti převodovky.

[18, s. (3/4)]

$$P_G = P_{GA} \cdot f_4$$

$$P_G = 62,6 \cdot 0,84 \quad (46)$$

$$P_G = 52,584 \text{ kW}$$

kde:

$$P_{GA} \quad [\text{kW}] \quad \text{tepelná kapacita převodovek bez pomocného chlazení, voleno } P_{GA} = 62,6 \text{ kW dle [18, s. (3/32)]}$$

$$f_4 \quad [-] \quad \text{tepelný faktor – voleno } f_4 = 0,82 \text{ pro teplotu okolí } 35^\circ \text{C dle [18, s. (3/12)]}$$

KONTROLA

[18, s. (3/4)]

$$P_G \geq P_N \cdot k_{th}$$

$$P_G \geq 18,5 \cdot 0,85 \quad (47)$$

$$56,45 \text{ kW} \geq 15,73 \text{ kW} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

$$k_{th} \quad [-] \quad \text{tepelný faktor – voleno } k_{th} = 0,85 \text{ dle [18, s. (3/11)]}$$

$$P_N \quad [\text{kW}] \quad \text{jmenovitý výkon elektromotoru (z Tab. 7)}$$

4.3 NÁVRH FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Frekvenční měnič je zařízení sloužící k regulaci otáček elektromotorů. Změny otáček se docílí současnou změnou frekvence a napětí. Řízení pomocí měniče jsem volil pro řadu výhod, které nabízí. Asi největší výhodou pro zdvihový mechanismus je přesnější manipulace s břemenem (plynulou změnou rychlosti zdvihu nebo spuštění). Dále také nižší spotřeba energie při startu, což je výhodné při častém rozběhu a zastavování, nebo úspora energie při použití rekuperační jednotky, kdy se využívá generátorického chodu motoru při brždění.

Dalšími výhodami je snížení proudových rázů (následkem je vyšší životnost elektromotoru, menší nároky na rozvodnou síť), bezpečnostní funkce, programovatelnost pro různé využití atd.

Pro zdvihový mechanismus jsem zvolil frekvenční měnič typu SINAMICS G120. Ten se skládá ze dvou hlavních částí: výkonové jednotky a řídicí jednotky. Pro jeřáby se doporučují jednotky s vyšším dynamickým výkonem HO, jelikož zdvihový mechanismus pracuje s konstantní momentovou charakteristikou. Proto je jako výkonová jednotka vybrána PM250 s integrovanou rekuperací s označením 6SL3225-0BE31-8UA0. Řídicí jednotku jsem zvolil CU250S-2, která je určena pro použití v náročných aplikacích. Dále jsem frekvenční měnič doplnil o relé pro spínání brzdy motoru s označením 6SL3252-0BB00-0AA0 a grafickým ovládacím panelem s označením 6SL3255-0AA00-4JA2. [22]

Tab. 9 Technické parametry frekvenčního měniče [22]

Technické parametry frekvenčního měniče	
Jmenovitý výkon frekvenčního měniče	$P_F = 22 \text{ kW}$
Výstupní proud vysokého přetížení	$I_F = 38 \text{ A}$

Rychlost zdvihu stanovují od $v_{zmin} = 1,2 \text{ m/min}$ do $v_z = 10 \text{ m/min}$

4.4 VÝPOČET A KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU MOTORU

4.4.1 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU BEZ FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Jedná se o variantu, kdy je elektromotor připojen přímo k elektrické síti. Je nutné tuto možnost zkontrolovat, pokud by nastala. Při spuštění motoru stoupá hodnota záběrového proudu několikanásobně od jmenovitého proudu motoru. Tento nárazový proud způsobuje velké zatížení rozvodné sítě a pokles napětí. To může mít nežádoucí vliv na další připojená zařízení k síti. Skokem se nemění jen proud, ale také točivý moment motoru, který způsobuje i mechanické nárazové namáhání. Následkem může být menší životnost motoru a dalších komponent, které jsou k motoru připojeny.

STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

[1, s. 252]

$$M_{st} = \frac{m_{Hr} \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_k \cdot i_{psk} \cdot \eta_c}$$

$$M_{st} = \frac{10\,100 \cdot 9,81 \cdot 0,4}{2 \cdot 2 \cdot 62,867 \cdot 0,896} \quad (48)$$

$$M_{st} = 175,897 \text{ Nm}$$

kde:

M_{st} [Nm] statický moment břemene při rozběhu

ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT POSOUVAJÍCÍCH HMOT

[1, s. 252]

$$M_{zp} = M_{st} \cdot \frac{v_z}{60 \cdot g \cdot t_a}$$

$$M_{zp} = 175,897 \cdot \frac{10}{60 \cdot 9,81 \cdot 1} \quad (49)$$

$$M_{zp} = 2,988 \text{ Nm}$$

kde:

 t_a [s] doba rozběhu – volen $t_a = 1\text{s}$ dle [1, s. 254] M_{zp} [Nm] zrychlující moment posouvajících hmot**ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT ROTUJÍCÍCH HMOT**

[1, s. 253]

$$M_{zr} = \beta \cdot J_N \cdot \frac{\pi \cdot n_N}{30 \cdot t_a}$$

$$M_{zr} = 1,3 \cdot 0,2868 \cdot \frac{\pi \cdot 978}{30 \cdot 1} \quad (50)$$

$$M_{zr} = 38,185 \text{ Nm}$$

kde:

 β [–] součinitel zahrnující ostatní momenty při rozběhu – velikost součinitele volena $\beta = 1,3$ dle [1, s. 253] M_{zr} [Nm] zrychlující moment rotujících hmot J_N [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] moment setrvačnosti motoru (z Tab. 7)**ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORU**

[1, s. 253]

$$M_{roz} = M_{st} + M_{zp} + M_{zr}$$

$$M_{roz} = 175,897 + 2,988 + 39,942 \quad (51)$$

$$M_{roz} = 218,83 \text{ Nm}$$

kde:

 M_{roz} [Nm] zrychlující moment motoru**KONTROLA MOMENTOVÉ PŘETÍŽITELNOSTI**

$$M_{kmax} \geq M_{roz}$$

(52)

$$470,6 \text{ N} \cdot \text{m} \geq 218,83 \text{ Nm} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

 M_{kmax} [Nm] maximální krouticí moment elektromotoru (z Tab. 7)

Motor je dostatečně výkonný i při zapojení bez frekvenčního měniče.

4.4.2 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU S FREKVENČNÍM MĚNIČEM

Určuje se na základě normy ČSN EN 14492 – 2 + A1. Je popsána v příloze J pro motory se svislým pohybem. Kontrola je určena pro motory napájené proměnným napětím.

URČENÍ POTŘEBNÉHO KROUTICÍHO MOMENTU

[9, s. 88]

$$M_{ZVmax} = \frac{P_{Nmax} \cdot 9550}{n_N}$$

$$M_{ZVmax} = \frac{18,43 \cdot 9550}{978} \quad (53)$$

$$M_{ZVmax} = 179 \text{ Nm}$$

kde:

M_{ZVmax} [Nm] potřebný kroučicí moment pro zvedání maximálního zatížení

$P_{Nmax} = P_{min}$ [W] potřebný výkon ke zvedání maximálního zatížení

KONTROLA

[9, s. 88]

$$\frac{M_{nmax}}{M_{ZVmax}} \geq 1,4$$

$$\frac{470,6}{179} \geq 1,4 \quad (54)$$

$$2,63 \geq 1,4 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.5 NÁVRH BRZDY

Pro brždění a zpomalování zdvihového mechanismu slouží motor řízený frekvenčním měničem. Brzda je volena jako modulární nástavba (doplňek) při výběru a konfiguraci motoru. Brzda zde slouží pouze jako **bezpečnostní** (pro nouzové zastavení při výpadku napájení) a **zádržná** (drží břemeno v požadované poloze při zastavení zdvihu). Dále je brzda doplněna pákou pro ruční odbrždění v případě výpadku napájení. Jedná se o elektromagnetickou pružinovou tlačnou brzdu se dvěma brzdnými plochami, typu KFB 40.

4.5.1 POUŽITÁ BRZDA

Tab. 10 Technické parametry brzdy KFB 40[17]

Technické parametry brzdy KFB 40	
Maximální brzdný moment	$M_{BRmax} = 400 \text{ Nm}$
Maximální otáčky	$n_{BRmax} = 5500 \text{ min}^{-1}$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{BR} = 0,0068 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost brzdy	$m_{BR} = 55 \text{ kg}$



Obr. 18 Pružinová brzda KFB [17]

4.5.2 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE PŘI BRŽDĚNÍ

[1, s. 268]

$$M_{stb} = \frac{m_{Hr} \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_c}{2 \cdot i_k \cdot i_{psk}}$$

$$M_{stb} = \frac{10\,100 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 0,896}{2 \cdot 2 \cdot 62,867} \quad (55)$$

$$M_{stb} = 141,213 \text{ Nm}$$

kde:

 M_{sb} [Nm] statický moment břemene při brždění**4.5.3 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT POSOUVAJÍCÍCH HMOT PŘI BRŽDĚNÍ**

[1, s. 268]

$$M_{zpb} = M_{stb} \cdot \frac{v_z}{60 \cdot g \cdot t_b}$$

$$M_{zpb} = 141,213 \cdot \frac{10}{60 \cdot 9,81 \cdot 1} \quad (56)$$

$$M_{zpb} = 2,399 \text{ Nm}$$

kde:

 t_b [s] doba brždění – voleno $t_b = 1s$, dle [1, s. 270] M_{zpb} [Nm] zrychlující moment posouvajících hmot při brždění**4.5.4 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT ROTUJÍCÍCH HMOT PŘI BRŽDĚNÍ**

[1, s. 268]

$$M_{zrb} = \beta \cdot J_N \cdot \frac{\pi \cdot n_N}{30 \cdot t_b}$$

$$M_{zrb} = 1,3 \cdot 0,2868 \cdot \frac{\pi \cdot 978}{30 \cdot 1} \quad (57)$$

$$M_{zrb} = 38,185 \text{ Nm}$$

kde:

 M_{zrb} [Nm] zrychlující moment rotujících hmot při brždění

4.5.5 POŽADOVANÝ BRZDNÝ MOMENT

[1, s. 269]

$$M_b = M_{stb} + M_{zpb} + M_{zrb}$$

$$M_b = 141,213 + 2,399 + 38,185 \quad (58)$$

$$M_b = 181,797 \text{ Nm}$$

kde:

 M_b [Nm] požadovaný brzdňý moment**4.5.6 BRZDNÝ MOMENT ZVĚTŠENÝ O BEZPEČNOST**

[1, s. 268]

$$M_u = k_{br} \cdot M_b$$

$$M_u = 1,75 \cdot 181,797 \quad (59)$$

$$M_u = 318,145 \text{ Nm}$$

kde:

 k_{br} [-] součinitel bezpečnosti určený na základě druhu provozu – v mém případě se jedná o střední druh provozu proto voleno $k_{br} = 1,75$ dle [1, s. 268] M_u [Nm] brzdňý moment zvětšený o bezpečnost**KONTROLA BRZDNÉHO MOMENTU ZVOLENÉ BRZDY**

$$M_{BRmax} \geq M_u \quad (60)$$

$$400 \text{ N} \cdot \text{m} \geq 318,145 \text{ Nm} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.6 NÁVRH ZUBOVÉ SPOJKY

Spojky jsou strojní součásti, které spojují jednotlivé hřídele. Umožňují přenos točivého momentu mezi hnacím a hnaným strojem nebo mezi dalšími částmi mechanismu. Dalšími funkcemi spojek jsou: tlumení rázů a torzních kmitů, dokáží vyrovnávat mírnou nesouosost spojovaných hřídelí, dovolují tepelnou roztažnost spojovaných součástí, umožňují montáž a demontáž celku po částech, snižují nárok na přesnost usazení dalších komponent při montáži, vyrovnávají odchylky vzniklé pružnou deformací rámu za provozu atd. U zdvihového mechanismu se používají dva základní typy spojek: pružné a nepružné. Tyto spojky mohou být osazeny i brzdovými mechanismy.

4.6.1 PŘENÁŠENÝ KROUTICÍ MOMENT ZUBOVOU SPOJKOU

Je stanoven na základě katalogového listu výrobce, a je závislý na výkonu motoru, jeho otáčkách a provozních faktorech.

$$M_{zub.s} = 9550 \cdot \frac{P_N}{n_N} \cdot FB \cdot FT$$

$$M_{zub.s} = 9550 \cdot \frac{18,5}{978} \cdot 1,25 \cdot 1 \quad (61)$$

$$M_{zub.s} = 225,8 \text{ Nm}$$

kde:

FB [–] faktor použití –na základě příkladů výrobce volen $FB = 1,25$ dle [19, s. (3/6)]

FT [–] tepelný faktor – volen $FT = 1$ dle [19, s. 3/6]

$M_{zub.s}$ [Nm] přenášený krouticí moment zubovou spojkou

4.6.2 VÝBĚR ZUBOVÉ SPOJKY

Na základě výpočtu přenášeného krouticího momentu a velikosti většího průměru hřídele (v mém případě od motoru) volím zubovou spojkou typu ZAPEX od firmy FLENDER (Siemens).

Tab. 11 Technické parametry zubové spojky 2LC0330-1AC11-0AA0[19]

Technické parametry zubové spojky 2LC0330-1AC11-0AA0	
Jmenovitý krouticí moment zubové spojky	$M_{ZB} = 2\,210 \text{ Nm}$
Maximální krouticí moment zubové spojky	$M_{ZBmax} = 4\,420 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti zubové spojky	$J_{ZB} = 0,009 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Maximální otáčky zubové spojky	$n_{ZB} = 7\,700 \text{ min}^{-1}$
Hmotnost zubové spojky	$m_{ZB} = 6,5 \text{ kg}$



Obr. 19 Zubová spojka ZAPEX [19]

4.7 NÁVRH BUBNOVÉ SPOJKY

Bubnová spojka se dimenzuje podobně jako zubová spojka, jak můžeme vidět v kap. 4.6, ale zde se neurčuje na základě otáček motoru, nýbrž skutečných (max.) otáček lanového bubnu a servisního faktoru.

4.7.1 PŘENÁŠENÝ KROUTICÍ MOMENT BUBNOVOU SPOJKOU

$$M_{bub.s} = 9550 \cdot \frac{P_N}{n_{bsk}} \cdot FS$$

$$M_{bub.s} = 9550 \cdot \frac{18,5}{15,92} \cdot 1,4 \quad (62)$$

$$M_{bub.s} = 15\,537 \text{ Nm}$$

kde:

FS [–] servisní faktor vycházející z druhu provozu – volen $FS = 1,4$ dle [20, s. 6]

$M_{bub.s}$ [Nm] přenášený krouticí moment bubnovou spojkou

4.7.2 VÝBĚR BUBNOVÉ SPOJKY

Na základě výpočtu přenášeného krouticího momentu a velikosti výstupního hřídele převodovky volím bubnovou spojkou od firmy MALMEDIE. Jedná se o soudečkovou spojkou určenou přímo pro lanové bubny. Spojka vykonává funkci kloubového spoje a díky tomu eliminuje vysoké ohybové momenty a nežádoucí síly. Použitím této spojky se také zvýší životnost a spolehlivost zdvihového mechanismu

Tab. 12 Technické parametry bubnové spojky TTXs 1,3[20]

Technické parametry bubnové spojky TTXs 1,3	
Maximální krouticí moment bubnové spojky	$M_{SBmax} = 21\,000 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti bubnové spojky	$J_{BS} = 0,32 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost bubnové spojky	$m_{BS} = 30 \text{ kg}$
Maximální radiální zatížení bubnové spojky	$F_{BSmax} = 37\,000 \text{ N}$



Obr. 20 Bubnová spojka TTXs [20]

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

5.1 TAHOVÁ SÍLA V JEDNOM PRŮŘEZU LANA

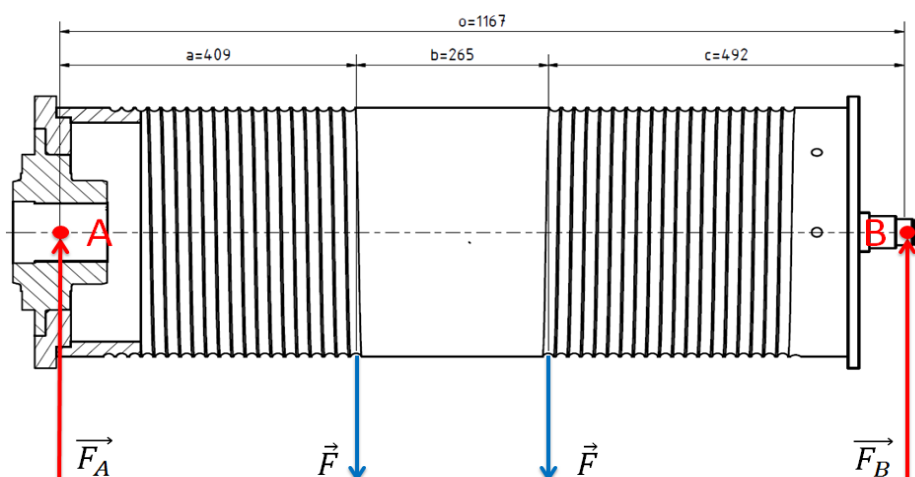
$$F = \frac{m_{HR} \cdot g}{n \cdot \eta_{tot}}$$

$$F = \frac{10100 \cdot 9,81}{4 \cdot 0,9925}$$

(63)

$$F = 24\,957,4\,N$$

5.2 MOMENTOVÁ A SILOVÁ ROVNOVÁHA



Obr. 21 Schéma rozložení sil na lanovém bubnu

kde:

F_A	[N]	reakční síla ve vazbě A, spojení lanového bubnu s převodovkou
F_B	[N]	reakční síla ve vazbě B, uložení v ložiskovém domku
F	[N]	tahová síla v jednom průřezu lan (rov. 63)
a	[mm]	vzdálenost mezi silou F_A tahovou silou od lana F
b	[mm]	vzdálenost mezi silami F
c	[mm]	vzdálenost mezi tahovou silou od lana a silou F_B
o	[mm]	vzdálenost mezi silami F_A a F_B

5.2.1 MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA

$$\sum M_{Ai} = 0$$

$$F_B \cdot o - F \cdot a - F \cdot (a + b) = 0$$

$$F_B = \frac{F \cdot a + F \cdot (a + b)}{o}$$

$$F_B = \frac{24\,957,4 \cdot 0,409 + 24\,957,4 \cdot (0,409 + 0,265)}{1,167} = 23\,161 \text{ N}$$

(64)

5.2.2 SILOVÁ ROVNOVÁHA

$$\sum F_i = 0$$

$$F_A - 2 \cdot F + F_B = 0$$

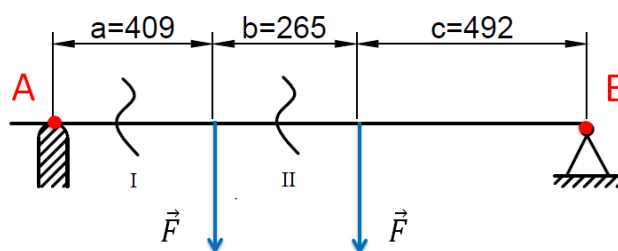
(65)

$$F_A = 2 \cdot 24\,957,4 - 23\,161 = 26\,753 \text{ N}$$

5.3 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

Úloha je řešena jako rovinná, proto je nejprve nutné vyšetřit výsledné vnitřní účinky. Všechna následná namáhání se budou uvažovat v nejhorším možném případě. Tento případ nastává tehdy, když je zdvihový mechanismus zatížen maximální hmotností a poloha břemene je v horní úvrati.

5.3.1 VYŠETŘOVÁNÍ VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ – VVÚ

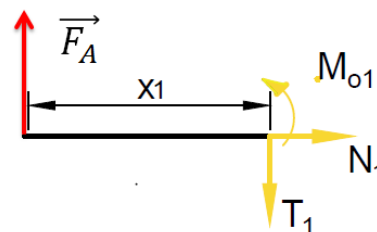


Obr. 22 Schéma pro určení VVÚ

I. $x_1 \in (0, a)$

$$T_1 = F_A = 26\,754\,N$$

$$M_{01} = F_A \cdot x_1 = 26\,754 \cdot 0,409 = 10\,942\,Nm$$



Obr. 23 Schéma prvního řezu VĚÚ

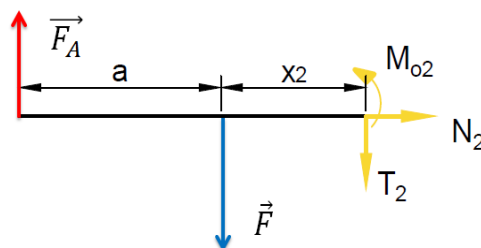
II. $x_2 \in (0, a)$

$$T_2 = F_A - F = 26\,754 - 24\,957 = 1\,796\,N$$

$$M_{02} = F_A \cdot (x_2 + a) - F \cdot (x_2)$$

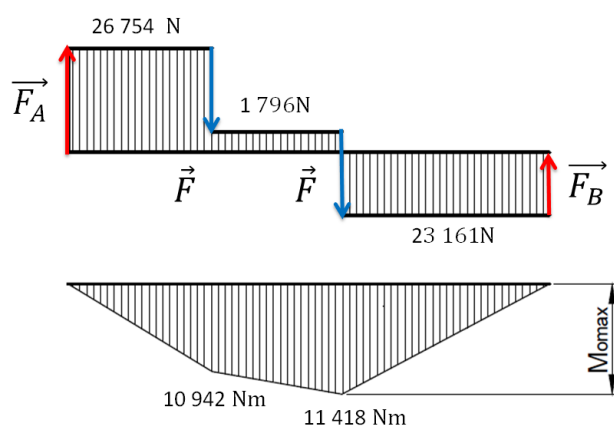
$$M_{02} = 26\,754 \cdot (0,265 + 0,409) - 24\,957 \cdot 0,265$$

$$M_{02} = M_{0max} = 11\,418\,Nm$$



Obr. 24 Schéma prvního řezu VĚÚ

5.3.2 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU



Obr. 25 Průběh ohybového napětí

5.3.3 PRŮŘEZOVÝ MODUL PRO OHYB

[8, s. 54]

$$W_o = 0,8 \cdot (D_1 - s_{sk})^2 \cdot s_{sk}$$

$$W_o = 0,8 \cdot (384 - 18)^2 \cdot 18 \quad (66)$$

$$W_o = 1,93 \cdot 10^6\,mm^3$$

kde:

W_o [mm³] průřezový modul pro ohyb

5.3.4 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

Ohybové napětí nesmí překročit dovolené ohybové napětí 10 – 15 MPa [2, s. 54].

$$\sigma_o \leq \sigma_{oDOV}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \quad (67)$$

$$\sigma_o = \frac{11\,418}{1,93 \cdot 10^6} = 5,919 \text{ MPa}$$

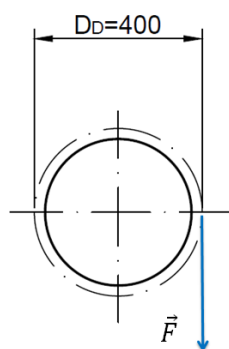
$$5,919 \text{ MPa} \leq 10 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

σ_o [MPa] ohybové napětí

σ_{oDOV} [MPa] dovolené ohybové napětí

5.4 NAMÁHÁNÍ KRUTEM



Obr. 26 Schéma namáhání od krutu

5.4.1 KROUTICÍ MOMENT

[8, s. 54]

$$M_{kmax} = 2 \cdot F \cdot \frac{D_b}{2}$$

$$M_{kmax} = 2 \cdot 24\,957,4 \cdot \frac{0,4}{2} \quad (68)$$

$$M_{kmax} = 9\,983 \text{ Nm}$$

kde:

M_{kmax} [Nm] maximální krouticí moment

5.4.2 PRŮŘEZOVÝ MODUL PRO KRUT

$$W_k = 1,6 \cdot (D_1 - s_{sk})^2 \cdot s_{sk} = 2 \cdot W_o$$

$$W_k = 2 \cdot 1,93 \cdot 10^6 \quad (69)$$

$$W_k = 3,858 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

kde:

W_k [mm³] průřezový modul pro krut

5.4.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ

Smykové napětí nesmí překročit dovolené smykové napětí 2 – 5 MPa [2, s. 54]

$$\tau_k \leq \tau_{kDOV}$$

$$\tau_k = \frac{M_{kmax} \cdot 1000}{W_k} \quad (70)$$

$$\tau_k = \frac{9983}{3,858 \cdot 10^6} = 2,588 \text{ MPa}$$

$$2,588 \text{ MPa} \leq 4 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

τ_k [MPa] smykové napětí

τ_{kDOV} [MPa] dovolené smykové napětí

5.5 NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

[8, s. 54]

Namáhání je způsobeno sevřením pláště lanového bubnu lanem. Pro výpočet uvažujeme lanový buben jako tenkostěnnou nádobu

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s_{sku} \cdot t} \quad (71)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{24\,957}{18 \cdot 18}$$

$$\sigma_{tl} = 77,03 \text{ MPa}$$

kde:

σ_{tl} [MPa] tlakové napětí

5.6 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Jak víme, lanový buben je namáhán kombinací tří napětí: od ohybu, krutu a vnějšího přetlaku. Z tohoto důvodu se počítá redukované napětí dle hypotézy HMM a provede se kontrola s dovoleným napětím, dáno 100-110 MPa [2, s. 54]

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{rDOV}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (72)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{5,919^2 + 77,03^2 - 5,919 \cdot 77,03 + 3 \cdot 2,588^2} = 74,471 \text{ MPa}$$

$$74,382 \text{ MPa} \leq 105 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

σ_{red} [MPa] redukované napětí

σ_{rDOV} [MPa] dovolené redukované napětí

5.7 NÁVRH LOŽISKA A LOŽISKOVÉHO TĚLESA

Pro konstrukci zdvihového mechanismu je vybráno soudečkové ložisko. Tato ložiska jsou vhodná pro velká radiální zatížení. Umožňují také drobné naklápění, a tím dokáží vyrovnávat mírnou nesouosost způsobenou výrobou, montáží nebo samotným provozem. Pro uložení ložiska a snadnější montáž k rámu kočky je vybráno dělené stojaté ložiskové těleso.

5.7.1 VÝBĚR LOŽISKA

Ložisko je vybráno od firmy SKF s označením 22208 E. Ložisko je zajištěno na hřídelovém čepu, ze strany bubnu zvětšením průměru hřídele a ze strany druhé za pomoci pojistné matice KM a pojistné podložky MB.

SKF 22208 E

Tab. 13 Základní technické parametry ložiska [24, s. 21]

Rozměry [mm]		Základní dynamická únosnost [kN] C_D	Základní statická únosnost [kN] C_0
Vnější průměr	Vnitřní průměr		
80	40	98,5	90

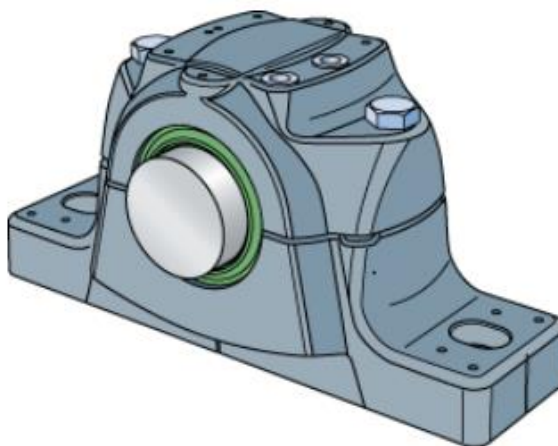


Obr. 27 Soudečkové ložisko SKF – řada E [24]

5.7.2 VÝBĚR LOŽISKOVÉHO TĚLESA

Ložiskové těleso je vybráno v závislosti na zvoleném ložisku. Tomuto ložisku odpovídá dělené ložiskové těleso od firmy SKF s označením SE 208-307. Těleso je pak zvoleno jako neprůchozí, doplněno o zaslepovací zátku (ASNH 510-608), těsnění na straně bubnu (TSN 208 A) a dvěma axiálními vodícími kroužky (FRB 8/80).

SKF SE 208-307



Obr. 28 Stojaté ložiskové těleso SKF SE [26]

5.7.3 EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

[24, s. 13]

$$P_D \leq C_D$$

$$P_D = F_B + Y_1 \cdot F_{ax} \quad (73)$$

$$P_D = 23\,161 + 2,4 \cdot 0 = 23\,161\,N$$

$$23\,161\,N \leq 98\,500\,N \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

P_D	[N]	ekvivalentní statické zatížení
Y_1	[-]	výpočtový součinitel pro statické zatížení
F_{ax}	[N]	axiální zatížení – v našem případě se axiální zatížení nepředpokládá, proto se zanedbává
C_D	[N]	základní dynamická únosnost

5.7.4 EKVIVALENTNÍ STATICKÉ ZATÍŽENÍ

[24, s. 13]

$$P_0 \leq C_0$$

$$P_0 = F_B + Y_0 \cdot F_{ax} \quad (74)$$

$$P_0 = 23\,161 + 2,5 \cdot 0 = 23\,161\,N$$

$$23\,161\,N \leq 90\,000\,N \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

P_0	[N]	ekvivalentní statické zatížení
Y_0	[-]	výpočtový součinitel pro statické zatížení

- F_{ax} [N] axiální zatížení – v našem případě se axiální zatížení nepředpokládá, proto se zanedbává
 C_0 [N] základní statická únosnost

5.7.5 TRVANLIVOST LOŽISKA

[25, s. 18]

$$L_{nmh} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \frac{\left(\frac{C}{F_B}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{nmh} = 0,21 \cdot 1,5 \cdot \frac{\left(\frac{98\,500}{23\,161}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6}{60 \cdot n} \quad (75)$$

$$L_{nmh} = 42\,057 \text{ hod}$$

kde:

a_1 [N] faktor spolehlivosti – pro spolehlivost 99 % dáno výrobcem $a_1 = 0,21$ dle [25, s. 18]

a_{SKF} [–] faktor změny životnosti – zvoleno z diagramu $a_{SKF} = 1,5$ dle [25, s. 19]

L_{nmh} [hod] trvanlivost ložiska při spolehlivosti 99%

Faktor změny životnosti je závislý na podílu mezního únavového zatížení k ekvivalentnímu dynamickému zatížení a na viskózním faktoru maziva. Následně se dle diagramu vybere vhodný faktor.

KONTROLA TRVANLIVOSTI

Podmínka trvanlivosti ložiska je taková, že nesmí být menší jak požadovaná, která je závislá na druhu provozu dle [1, s. 139], stanovena na hodnotu $L_h = 4\,000 \text{ h}$

$$L_{nmh} \geq L_h \quad (76)$$

$$42\,057 \text{ hod} \geq 4\,000 \text{ hod} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.8 KONTROLA SVARU

Lanový buben je vyroben jako svařenec. Je třeba zkontrolovat únosnost svaru příruby pro umístění bubnové spojky. Kde působí největší krouticí moment přenášený z převodové skříně. Pro mnou zvolený případ volím jednostranný koutový svár o velikosti $z = 8$, dále je volen jako celistvý bez přerušení.

5.8.1 VÝPOČET SMYKOVÉHO NAPĚTÍ VE SVARU

[8, s. 509]

$$\tau'' = \frac{M_{kmax} \cdot r}{J_p}$$

$$\tau'' = \frac{9\,983 \cdot 192}{2,515 \cdot 10^8} \quad (77)$$

$$\tau'' = 7,62 \text{ MPa}$$

kde:

 J_p [mm³] jednotkový polární kvadratický moment průřezu r [mm] poloměr lanového bubnu

Nejprve je však nutné určit dílčí výpočty

VÝPOČET JEDNOTKOVÉHO POLÁRNÍHO KVADRATICKÉHO MOMENTU ÚČINNÉHO PRŮŘEZU

[8, s. 511]

$$J_{pu} = 2 \cdot \pi \cdot r^3$$

$$J_{pu} = 2 \cdot \pi \cdot 192$$

$$J_{pu} = 4,447 \cdot 10^7 \text{ mm}^3$$

kde:

 J_{pu} [mm³] jednotkový polární kvadratický moment účinného průřezu**VÝPOČET JEDNOTKOVÉHO POLÁRNÍHO KVADRATICKÉHO MOMENTU PRŮŘEZU**

[8, s. 511]

$$J_p = 0,707 \cdot z \cdot J_{pu}$$

$$J_p = 0,707 \cdot 84,448 \cdot 10^7$$

$$J_p = 2,515 \cdot 10^8 \text{ mm}^3$$

5.8.2 VÝPOČET BEZPEČNOSTI

[8, s. 511]

$$k = \frac{\tau_{sDOV}}{\tau''}$$

$$k = \frac{138}{7,62} \quad (80)$$

$$k = 18,1 [-]$$

kde:

τ_{sDOV} [MPa] dovolené napětí ve smyku

DOVOLENÉ NAPĚTÍ VE SMYKU

[8, s. 518]

$$\tau_{sDOV} = 0,4 \cdot R_e$$

$$\tau_{sDOV} = 0,4 \cdot 345 \quad (81)$$

$$\tau_{sDOV} = 138 \text{ MPa}$$

kde:

R_e [MPa] minimální mez kluzu

Svár je dostatečně bezpečný pro spočtený maximální krouticí moment.

5.9 KONTROLA RADIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ BUBNOVÉ SPOJKY A PŘEVODOVKY

Výrobce je doporučena kontrola radiálního zatížení, působící na bubnovou spojku, od maximálního zatížení a váhy všech součástí, ze kterých se skládá lanový buben. Tato kontrola také poslouží k ověření. Nejprve je nutné určit hmotnost všech součástí, ze kterých je lanový buben složen. Hmotnosti jednotlivých součástí jsou stanoveny za pomoci počítačového programu Autodesk Inventor.

$$F_T = (m_{lb} + m_{bub.s} + m_{hřč} + m_{čbs} + m_{čhřč} + m_{vhřč}) \cdot g$$

$$F_T = (201 + 27,5 + 5,6 + 23,5 + 19,6 + 6,8) \cdot 9,81 \quad (82)$$

$$F_T = 2\,786 \text{ N}$$

kde:

F_T [N] zatížení od hmotnosti všech součástí v těžišti – těžiště stanoveno z Autodesk Inventor

m_{lb} [kg] hmotnost lanového bubnu

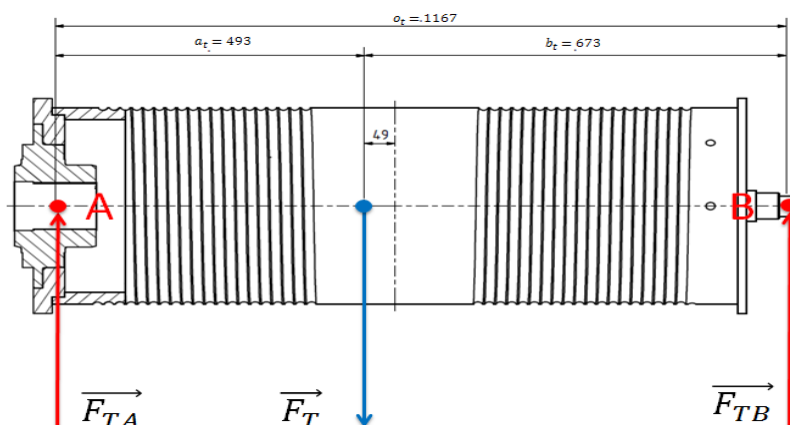
$m_{bub.s}$ [kg] hmotnost bubnové spojky (z Tab. 12)

$m_{hřč}$ [kg] hmotnost hřídelového čepu

$m_{čbs}$ [kg] hmotnost čela bubnové spojky

$m_{čhřč}$ [kg] hmotnost čela hřídelového čepu

$m_{vhřč}$ [kg] hmotnost výztuhy hřídelového čepu



Obr. 29 Poloha těžiště od hmotnosti všech součástí

kde:

F_{TA} [N] reakční síla ve vazbě A, od hmotnosti všech součástí

F_{TB} [N] reakční síla ve vazbě B, od hmotnosti všech součástí

a_t [mm] vzdálenost mezi reakční silou F_{TA} a silou v těžišti F_T

b_t [mm] vzdálenost mezi silou v těžišti F_T a reakční silou F_{TB}

o_t [mm] vzdálenost mezi silami F_{TA} a F_{TB}

5.9.1 VELIKOSTI REAKČNÍCH SIL OD HMOTNOSTI VŠECH SOUČÁSTÍ VE VAZBÁCH A A B

$$F_{TA} = \frac{F_T \cdot a_t}{o_t}$$

$$F_{TA} = \frac{2\,786 \cdot 0,493}{1,167} \quad (83)$$

$$F_T = 1\,177 \text{ N}$$

$$F_{TB} = F_T - F_{TA}$$

$$F_{TB} = 2\,786 - 1\,177 \quad (84)$$

$$F_{TB} = 1\,009 \text{ N}$$

5.9.2 KONTROLA

Podmínkou je, že zatěžující síla působící v bodě A, (na výstupní hřídeli převodovky) nesmí překročit maximální radiální zatížení dané výrobcem převodovky a bubnové spojky.

$$F_{Rmax} > F_{RA}$$

$$40\,000\,N > 27\,931\,N \rightarrow \text{vyhovuje}$$

(85)

$$F_{BSmax} > F_{RA}$$

$$37\,000\,N > 27\,931\,N \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

F_{RA} [N] radiální síla od hmotnosti všech součástí a maximálního zatížení zdvihového mechanismu

F_{Rmax} [N] maximální radiální zatížení převodovky (z Tab. 8)

F_{BSmax} [N] maximální radiální zatížení bubnové spojky (z Tab. 12)

Bubnová spojka i převodovka splňují podmínky pro přenos maximálního radiálního zatížení a mají dostatečnou rezervu. Nebude tedy docházet ke zkrácení životnosti vlivem radiálního zatížení.

5.9.3 RADIÁLNÍ SÍLA OD HMOTNOSTI VŠECH SOUČÁSTÍ A MAXIMÁLNÍHO ZATÍŽENÍ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

$$F_{RA} = F_{TA} + F_{TA}$$

$$F_{RA} = 1\,177 + 26\,754$$

(86)

$$F_{RA} = 27\,931\,N$$

ZÁVĚR

Výsledkem této bakalářské práce je funkční a pevnostní návrh zdvihového mechanismu mostového jeřábu pro maximální nosnost 10 000 kg. Všechny výpočty byly provedeny dle platných norem nebo na doporučení jednotlivých výrobců.

Pro zdvih břemene bylo navrženo a následně zkontrolováno, dle normy ČSN EN 13001-3-2, lano typu Seal – Warrington o jmenovitém průměru 16 mm. Na základě průměru lana byly vypočteny průměry kladek a velikost lanového bubnu o průměru 400 mm. Lanový buben je navrhnut jako svařenec a bude vyráběn z materiálu 11 523, který zaručuje dobrou svařitelnost.

Potřebný výkon, pro zdvih břemene je zajištěn elektromotorem SIEMENS SIMOTICS SD, o jmenovitém momentu 181 Nm při 978 ot./min. Motor je spojen s převodovkou FLENDER H3HH - 7 pomocí zubové spojky ZAPEX. Řízení zdvihu v rozmezí od 1,2 m/min do 10 m/min je realizováno frekvenčním měničem SIEMENS SINAMICS G120, který zabraňuje proudovým i momentovým rázům a tím i nežádoucímu namáhání dalších komponentů. Měnič také umožňuje brždění elektromotorem, pracující v generátorickém chodu s maximálním požadovaným brzdícím momentem o velikosti 182 Nm. Pro zajištění bezpečnosti, při výpadku proudu je vybrána elektromagnetická brzda typu KFB 40 o maximálním brzdícím momentu 400 Nm. Pro přenos krouticího momentu mezi převodovkou a lanovým bubnem byla vybrána bubnová spojka MALMEDIE TTXs 1,3.

Lanový buben byl zkontrolován na ohyb, krut a namáhání vnějším přetlakem. Uložení bubnu je zajištěno z jedné strany přes hřídel převodovky a bubnovou spojku. Toto uložení bylo zkontrolováno proti maximálnímu radiálnímu zatížení o velikosti 27 931 N. Z druhé strany je lanový buben uložen přes ložisko v ložiskovém domku SKF SE 208-307. Ložisko bylo navrženo dvouřadé soudečkové SKF 22208 E, a byla provedena kontrola jeho zatížení a trvanlivosti. Na konec byla provedena kontrola svaru na straně přenosu maximálního krouticího momentu o velikosti 9 983 Nm.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby*. 2. přeprac. a dopl. vyd. Praha: SNTL, 1974.
- [2] GAJDUŠK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1988, 277 s.
- [3] BIGOŠ, Petr, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [4] ČSN ISO 4301-5. *Jeřáby. Klasifikace. Část 5: Mostové a portálové mostové jeřáby*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [5] ČSN EN 13001-3-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech*. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [6] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [7] VÁVRA, Pavel a KOL. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN isbn978-80-214-2629-0.
- [9] ČSN EN 14492-2+A1. *Jeřáby – Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem – Část 2: Kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem*. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [10] ČSN EN 13001-1: *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [11] ABUS Lanové kladkostroje. *ITECO* [online]. Brno: ITECO, ©2017 [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/files/ckeditor/downloads/catalogues/lanove-kladkostroje/01-lanove-kladkostroje.pdf>
- [12] DMR lanový kladkostroj. *Demagcranes* [online]. Wetter (Germany): Konecranes and Demag [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <https://www.demagcranes.com/cs/produkty/zdvihaci-zarizeni/lanove-kladkostroje/dmr-lanovy-kladkostroj>
- [13] Lanové kladkostroje. *Kranttechnik* [online]. Künzelsau (Germany): STAHL CraneSystems, 2016 [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <http://kranttechnik.cz/lanove-kladkostroje>

- [14] Katalog PODEM Jeřábové komponenty CZ. *Lanové kladkostroje* [online]. Praha 5: UNI Result [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <http://www.lanove-kladkostroje.cz/katalogy/Katalog-PODEM-Jerabove-komponenty-CZ.pdf>
- [15] Elektrické lanové kladkostroje. *GIGA* [online]. Příšovice: GIGA, 2016 [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/files/katalogy/elektricke-lanove-kladkostroje-800-50000kg-2016web.pdf>
- [16] Šestipramenná ocelová lana - SEAL - WARRINGTON. *Region-lana* [online]. Kostelec nad Orlicí: REGION, ©2008 [cit. 2019-03-19]. Dostupné z: <http://www.region-lana.cz/ocelova-lana/sestipramenna-ocelova-lana---seal---warrington/sestipramenne-ocelove-lano---seal---warrington---216-dratu-6-x-36-s-dusi-49-dratu.html>
- [17] Motory Simotics: Nízkonapětové motory: Standardní. *SIEMENS* [online]. Praha: SIEMENS, 2016 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/motory/nizkonapetove_standardni_motory/D81_1-2016_cz.pdf
- [18] FLENDER: Gear Units: Helical and Bevel-Helical Gear Units. *FLENDER* [online]. Bocholt (Germany): FLENDER, 2018 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://www.flender.com/medias/FLENDER-gear-units-MD20-1-complete-English-2018.pdf?context=bWFzdGVyfG1lZGlhY2VudGVyfiDIwOTE5NjY4fGFwcGxpY2F0aW9uL3BkZnxtZWRpYWNIbnRlci9oNWQvaDNkLzg5NTU4OTcxODQyODYucGRmfiGlxZjE1NDE1MDQ4ZDcxZjNjODQ3MTc4MjNmYjJmNTY5YmEwZmU4Yzg2NzU3OTE2NTAxOWFIMGFkMWNhNmQ0ZjE>
- [19] FLENDER Standard Couplings. *SIEMENS* [online]. Bocholt (Germany): SIEMENS, 2015 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentencenter/md/InfocenterLanguagePacks/FLENDER%20Standardkupplungen/MD10-1-FLENDER-Standardkupplungen-EN.pdf>
- [20] DRUM COUPLINGS. *MALMEDIE* [online]. Solingen (Germany): M.A.T. Malmedie Antriebstechnik, 2018 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://www.malmedie.com/fileadmin/user_upload/documents/pdf/ttxs_e_1_.pdf
- [21] *PARADOX STEEL: Bezešvé ocelové trubky tvářené za tepla* [online]. Ostrava: Paradox steel, 2014 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://www.paradoxsteel.cz/trubky-bezesve-tvarene.php>
- [22] MĚNIČE: Sinamics G120. *SIEMENS* [online]. BRNO: SIEMENS, 2018 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/menice/stridave_menice/nizkonapetove_menice/sinamics_g120/brochure_sinamics-g120_2018_cz.pdf
- [23] *SKF: Dělená stojatá ložisková tělesa, řady SNL a SE pro ložiska na válcové úložné ploše, se standardními těsněními* [online]. -: SKF, 2019 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-2-3-5-6-series/snl-se-series-cylindrical-seat-with-standard-seals/index.html?designation=SE%20208-307%20%2B%2022208&unit=metricUnit>

- [24] Spherical roller bearings. *SKF* [online]. -: SKF Group, ©2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/tcm:12-480491/0901d196808a4ad1-Spherical-roller-bearings_18406-EN_tcm_12-480491.pdf
- [25] SKF spherical roller bearings. *SKF* [online]. -: SKF Group, ©2007 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/151-148465/6100_EN.pdf
- [26] *SKF: Typy ložiskových těles* [online]. -: SKF, 2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-housings/overview-selection-application/terminology/index.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Vzdálenost mezi silou F_A tahovou silou od lana F
a_1	[N]	Faktor spolehlivosti
a_{SKF}	[–]	Faktor změny životnosti
a_t	[mm]	vzdálenost mezi reakční silou F_{TA} a silou v těžišti F_T
a_l	[mm]	Rozměr drážky pro lano
b_t	[mm]	vzdálenost mezi silou v těžišti F_T a reakční silou F_{TB}
b	[mm]	Vzdálenost mezi silami F
c	[mm]	Vzdálenost mezi tahovou silou od lana a silou F_B
C	[–]	Celkový počet pracovních cyklů za dobu životnosti jeřábu
C_0	[N]	Základní statická únosnost
C_D	[N]	Základní dynamická únosnost
d	[mm]	Průměr lana
D_1	[mm]	Průměr lanového bubnu pod lanem
D_b	[mm]	Jmenovitý průměr lanového bubnu
D_{min}	[mm]	Příslušný nejmenší průměr
D_{tvd}	[mm]	Teoretický průměr vodící klady
D_{tvr}	[mm]	Teoretický průměr vyrovnávací klady
D_{vd}	[mm]	Jmenovitý průměr vodící klady
D_{vr}	[mm]	Jmenovitý průměr vyrovnávací klady
f_1	[–]	Faktor hnacího stroje
f_2	[–]	Faktor pro hnací sílu
f_3	[–]	Faktor maximálního špičkového točivého momentu
f_4	[–]	Tepelný faktor
F_A	[N]	Reakční síla ve vazbě A, spojení lanového bubnu s převodovkou
F_{ax}	[N]	Axiální zatížení
F_B	[N]	Reakční síla ve vazbě B, uložení v ložiskovém domku
F_{BSmax}	[N]	maximální radiální zatížení bubnové spojky
f_f	[–]	Součinitel dalších vlivů
F_{RA}	[N]	radiální síla od hmotnosti všech součástí a maximálního zatížení zdvihového mechanismu
$F_{Rd,f}$	[N]	Návrhová síla únosnosti lana při únavě
$F_{Rd,s}$	[kN]	Návrhová síla únosnosti lana

F_{Rmax}	[N]	maximální radiální zatížení převodovky
f_{S1}, f_{S2}, f_{S3}	[-]	Součinitelé zvětšující sílu v laně
f_{S2}^*, f_{S3}^*	[-]	Součinitelé zvětšující sílu v laně
$F_{sd,f}$	[kN]	Návrhová síla v laně při únavě
$F_{sd,s}$	[kN]	Návrhová síla v laně
F_T	[N]	Zatížení od hmotnosti všech součástí v těžišti
F_{TA}	[N]	reakční síla ve vazbě A, od hmotnosti všech součástí
F_{TB}	[N]	reakční síla ve vazbě B, od hmotnosti všech součástí
F_u	[kN]	Minimální síla při přetržení lana
F	[N]	Tahová síla v jednom průřezu lan
FB	[-]	Faktor použití
FS	[-]	Servisní faktor vycházející z druhu provozu
FT	[-]	Tepelný faktor
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
h	[m]	Výška zdvihu
I_F	[A]	Výstupní proud vysokého přetížení
i_k	[-]	Lanový převod
i_{max}	[-]	Celkový počet pohybů zdvihu pro lano
i_p	[-]	Předběžný převodový poměr
J_N	[kg · m ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_p	[mm ³]	Jednotkový polární kvadratický moment průřezu
J_{pu}	[mm ³]	Jednotkový polární kvadratický moment účinného průřezu
k_{br}	[-]	Součinitel bezpečnosti určený na základě druhu provozu
k_r	[-]	Součinitel spektra síly v laně
k_{th}	[kW]	Tepelný faktor
l	[mm]	Délka závitů lana na bubnu
L	[m]	Délka navíjeného lana
l_1	[mm]	Střední hladká část
l_2	[mm]	Délka krajní hladké části
L_{nmh}	[hod]	Trvanlivost ložiska při spolehlivosti 99%
l_r	[-]	Počet lan specifikovaných pro návrhovou životnost jeřábu
m_b	[kg]	Hmotnost břemene

M_b	[Nm]	Požadovaný brzdňý moment
$m_{bub.s}$	[kg]	Hmotnost bubnové spojky
$M_{bub.s}$	[Nm]	Přenášený krouticí moment bubnovou spojkou
$m_{čbs}$	[kg]	Hmotnost čela bubnové spojky
$m_{čhřč}$	[kg]	Hmotnost čela hřidelového čepu
m_{Hr}	[kg]	Hmotnost břemene zdvihu a všech dalších částí
$m_{hřč}$	[kg]	Hmotnost hřidelového čepu
m_k	[kg]	Hmotnost kladnice
M_{kmax}	[Nm]	Maximální krouticí moment elektromotoru
M_{kmax}	[Nm]	Maximální krouticí moment
m_l	[kg]	Hmotnost lana
m_{lb}	[kg]	Hmotnost lanového bubnu
M_{roz}	[Nm]	Zrychlující moment motoru
m_s	[–]	Hmotnost součástí zdvihaných spolu s břemenem
M_{sb}	[Nm]	Statický moment břemene při brždění
M_{st}	[Nm]	Statický moment břemene při rozběhu
M_u	[Nm]	Brzdňý moment zvětšený o bezpečnost
$m_{vhřč}$	[kg]	Hmotnost výztuhy hřidelového čepu
M_{zp}	[Nm]	Zrychlující moment posouvajících hmot
M_{zpb}	[Nm]	Zrychlující moment posouvajících hmot při brždění
M_{zr}	[Nm]	Zrychlující moment rotujících hmot
$M_{zub.s}$	[Nm]	Přenášený krouticí moment zubovou spojkou
M_{ZVma}	[Nm]	Potřebný krouticí moment pro zvedání maximálního zatížení
n	[–]	Počet nosných průřezů lan
n_b	$[min^{-1}]$	Otáčky lanového bubnu
n_{bsk}	$[min^{-1}]$	Skutečné otáčky lanového bubnu
n_N	$min^{-1}]$	Jmenovité otáčky elektromotoru
n_s	[–]	Počet pevných kladek mezi bubnem a pohyblivou částí
o	[mm]	Vzdálenost mezi silami F_A a F_B
$O_{př}$	[mm]	Přídavek na obrábění
o_t	[mm]	vzdálenost mezi silami F_{TA} a F_{TB}
P_0	[N]	Ekvivalentní statické zatížení
P_{2N}	[kW]	Jmenovitý výkon převodovky

P_D	[N]	Ekvivalentní statické zatížení
P_F	[kW]	Jmenovitý výkon frekvenčního měniče
P_{GA}	[kW]	Tepelná kapacita převodovek bez pomocného chlazení
P_{min}	[kW]	Minimální výkon elektromotoru
P_N	[–]	Jmenovitý výkon elektromotoru
P_{Nmax}	[kW]	Potřebný výkon ke zvedání maximálního zatížení
r	[mm]	Poloměr lanového bubnu
R_{Dd}	[–]	Referenční poměr
R_e	[MPa]	Minimální mez kluzu
R_r	[MPa]	Jmenovitá pevnost drátu
s_r	[–]	Parametr historie síly v laně
s_{sk}	[mm]	Skutečná tloušťka stěny
s	[mm]	Předběžná tloušťka pod lanem
t_l	[–]	Součinitel typu lana
t_a	[s]	Doba rozběhu
t_b	[s]	Doba brždění
t_s	[mm]	Tloušťka stěny
t	[mm]	Stoupání závitů
$v_{h,max}$	[m/s]	Maximální ustálená rychlost břemene
v_r	[–]	Relativní celkový počet ohybů
v_z	[m/min]	Zdvihová rychlost
v_z	[m/min]	Zdvihová rychlost
v_{zsk}	[m/min]	Skutečná rychlost zdvihu
w	[–]	Příslušný počet ohybů pro pohyb
w_D	[–]	Počet ohybů v referenčním bodě
w_i	[–]	Příslušný počet ohybů při pohybu
W_k	[mm ³]	Průřezový modul pro krut
W_o	[mm ³]	Průřezový modul pro ohyb
W_o	[mm ³]	Průřezový modul pro krut
w_{tot}	[–]	Celkový počet ohybů za dobu životnosti lana
Y_0	[–]	Výpočtový součinitel pro statické zatížení
Y_1	[–]	Výpočtový součinitel pro statické zatížení
z	[–]	Počet závitů lana na bubnu

α_b	[-]	Součinitel pro lanový buben pro středí druh provozu
α_{vd}	[-]	Součinitel pro vodící kladku pro střední druh provozu
α_{vr}	[-]	Součinitel pro vyrovnávací kladku pro střední druh provozu
β	[-]	Součinitel zahrnující ostatní momenty při rozběhu
β_2	[s/m]	Součinitel závislý na tuhosti jeřábu
β_{max}	[°]	Největší úhel mezi nosným průřezem lana a směrem působení zatížení
Δ_v	[%]	Odchylka od požadované rychlosti
γ_n	[-]	Součinitel rizika
γ_p	[-]	Dílčí součinitel bezpečnosti, pro pravidelná zatížení
γ_{rb}	[-]	Minimální součinitel únosnosti lana
γ_{rf}	[-]	Minimální součinitel únosnosti lana
η_b	[-]	Účinnost lanového bubnu
η_c	[-]	Celkový mechanická účinnost zdvihového mechanismu
η_k	[-]	Účinnost lanového kladkostroje
η_p	[-]	Účinnost převodovky udávaná výrobcem
η_s	[-]	Účinnost jednotlivé kladky
η_{tot}	[-]	Účinnost kladkostroje
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{oDOV}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí
σ_{rDOV}	[MPa]	Dovolené redukované napětí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_{tl}	[MPa]	Tahové napětí
τ_k	[MPa]	Smykové napětí
τ_{kDOV}	[MPa]	Dovolené smykové napětí
τ_{sDOV}	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
\emptyset	[-]	Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy
\emptyset^*	[-]	Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Zdvihový mechanismus	1-BP-01-00	Výkres sestavy
Zdvihový mechanismus	1-BP-01-00	Seznam položek
Lanový buben	1-BP -01-01	Výkres svařovací sestavy
Lanový buben	1-BP -01-01	Seznam položek